

Széchenyi István Egyetem
Gépészmérnöki, Informatikai és
Villamosmérnöki Kar

DIPLOMAMUNKA

Pusztai Zoltán

OE3GVW

Gépészmérnöki MSc szak

2019



SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI, INFORMATIKAI ÉS
VILLAMOSMÉRNÖKI KAR

DIPLOMAMUNKA

Vonóelemes elektromos hajtáslánc- változatok tervezése és vizsgálata

Pusztai Zoltán
OE3GVW

Gépészmérnöki MSc szak
Anyag- és gyártástechnológiák

Belső konzulens:
Dr. Polák József
Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

Győr, 2019

Feladat-kiíró lap diplomamunkához

Hallgató adatai

Név: *Pusztai Zoltán*

Neptun-kód: *OE3GVW*

Szak: *Gépészmérnöki MSc*

Specializáció: *Anyag- és gyártástechnológiák* Tagozat: *nappali*

A diplomamunka adatai

Kezdő tanév és félév: *2018/19/2*

Nyelv: *magyar*

Típus: *nyilvános*

Vonóelemes elektromos hajtáslánc-változatok tervezése és vizsgálata

Feladatok részletezése:

- 1) Irodalomkutatás az alkalmazási feltételeknek megfelelő elektromos gépek és hajtáselemek kiválasztásához.
- 2) Különböző hajtáselrendezések tervezése és modellezése. A megtervezett hajtásláncok teherviselő elemeinek szilárdságtani ellenőrzése végeselemes szimulációval.
- 3) A megtervezett hajtásláncok vizsgálata a villamos tesztpadon mért eredmények segítségével.

Belső konzulens adatai

Név: *Dr. Polák József*

Tanszék: *Közúti és Vasúti Járművek Tanszék*

Beosztás: *egyetemi adjunktus*

Győr, 2019. január 23.

belső konzulens

Dr. Zsoldos Ibolya
Anyagtudományi és Technológiai Tanszék
Tanszékvezető

Nyilatkozat

Alulírott, Pusztai Zoltán, Gépészmérnöki MSc szakos hallgató kijelentem, hogy a *Vonóelemes elektromos hajtáslánc változatok tervezése és vizsgálata* című diplomamunka feladat kidolgozása a saját munkám, abban csak a megjelölt forrásokat, és a megjelölt mértékben használtam fel, az idézés szabályainak megfelelően, a hivatkozások pontos megjelölésével.

Eredményeim saját munkán, számításokon, kutatáson, valós méréseken alapulnak, és a legjobb tudásom szerint hitelesek.

Győr, 2019. január 23.

hallgató aláírása

Kivonat

Vonóelemes elektromos hajtáslánc változatok tervezése és vizsgálata

Az energiahatékonyság szempontjából a hajtáslánc a jármű egyik központi eleme, ahol a hatékonyság mellett a megbízhatóság különösen fontos. Munkám célja olyan hajtásváltozatok megalkotása volt, amiket a SZEnergy Team, a Széchenyi István Egyetem hallgatói járműfejlesztő csapata felhasználhat. A csapat minden évben részt vesz a Shell Eco-marathon energiahatékonysági világversenyen, ahol az innováció a siker egyik kulcsa. Egy versenycélú kísérleti jármű elektromos hajtásrendszerét sok oldalról lehet megközelíteni. Munkám során olyan, modulárisan felépített elektromos hajtásláncvariációkat terveztem, ahol vonóelemes hajtásegységeket (fogasszíj, görgőslánc), közvetlenül a jármű meghajtására használtam fel.

Dolgozatomban a vonóelemes hajtásláncváltozatok tervezésének lépéseit, valamint a vizsgálatukhoz szükséges egyedi méréselemző függvény működését mutatom be. A tervezés során kifejezetten a versenycélú alkalmazást tartottam szem előtt. Kiemelt figyelmet fordítottam a végeselemes szimulációkra, amit a teherviselő alkatrészek ellenőrzéséhez és topológiai optimalizálásához is felhasználtam. Az optimalizálási folyamat során a tömeg csökkentése a cél, az alkatrészek szilárdságtani tulajdonságainak megtartása mellett. A változó versenykörülmények miatt, több egymással kompatibilis kialakítású hajtásváltozatot is megterveztem. A hajtásváltozatok vizsgálatát egy elektromos motor próbapadon végezhetjük el, melyhez egy egyedi, mérésfeldolgozó függvényt készítettem MATLAB környezetben.

A bemutatott konstrukciók megvalósításra és tesztelésre kerültek, valamint 2019 júliusában a Shell Eco-marathon-on versenykörülmények között is bizonyítottak.

Abstract

Design and investigation of electric powertrain variants using flexible mechanical elements

The powertrain is one of the central components of the vehicle, where energy efficiency is extremely important factor, beside reliability. The aim of my work was to create powertrain variations that can be applied by the SZEnergy Team, which is the student vehicle development team of Széchenyi István University. Every year the team participates in the Shell Eco-marathon, where innovation is the key to success. The electric drivetrain of an experimental vehicle can be approached from many various views. During the project, modularly constructed electric powertrain variants was designed, where flexible machine elements (timing belts, roller chains) were directly applied to drive the vehicle.

In my thesis, I introduce the main steps of the powertrain variants design, beside describing the measurement analysis function, which is required for powertrain evaluation. I kept in mind the competitive application during the development. Particular attention was paid to FEM simulations, which I also used for verification and topology optimization of the load-bearing components. The goal of the topology optimization process is to reduce the mass of the part, while maintaining the same strength characteristics of the components. Due to the variable race conditions, I have designed several compatible powertrain variants. I have also created unique measurement processing MATLAB function for the electric test bench.

The constructions presented in this thesis were implemented and tested during the Shell Eco-marathon in July 2019.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés.....	1
2. Irodalomkutatás.....	3
2.1. Meghajtó motorok feltérképezése.....	3
2.1.1. Kefés DC-motorok.....	3
2.1.2. Kefe nélküli DC szervomotorok.....	4
2.2. Csőmembrános tengelykapcsoló bemutatása.....	5
2.3. Csapágyazás.....	7
2.4. Vonóelemes hajtások.....	8
2.4.1. Fogasszíjhajtások.....	9
2.4.2. Lánc hajtás.....	12
2.5. Végeselemes rendszerek alapjai.....	14
2.5.1. Hálózás.....	16
2.5.2. Anyagmodellek.....	17
2.6. Mérésfeldolgozás.....	19
2.6.1. Próbpadi mérés alapjai.....	19
2.6.2. Mért adatok kezelése Matlab szoftverrel.....	20
3. Hajtáslánc gépészeti tervezése.....	22
3.1. Tervezési kritériumok.....	22
3.2. Tervezés kezdeti lépései.....	22
3.2.1. A 2018-as hajtáslánc rövid elemzése.....	23
3.2.2. A hajtáslánc tömegének szerepe az energiamérlegben.....	25
3.3. Motor kiválasztás.....	29
3.3.1. MAXON DC motor.....	29
3.3.2. Allied Motion Quantum sorozat.....	31
3.4. A hajtáslánc változatok tervezése és szimulációja.....	33
3.4.1. Kétfokozatú hajtómű tervezése a Maxon motorhoz.....	33
3.4.2. Allied Motion elektromos motorhoz tervezett hajtás.....	42
3.4.3. Kerékagy-összeállítás tervezése.....	46

3.4.4. Vonóelemes hajtások jellemzőinek meghatározása.....	53
3.4.5. Hajtáslánc összeállítási modell.....	59
4. Hajtáslánc mérése és kiértékelése	61
4.1. Próbapad bemutatása	61
4.2. Vizsgált hajtáslánc illesztése a próbapadhoz	62
4.3. Mérésfeldolgozó algoritmus fejlesztésének és működésének bemutatása	64
4.3.1. Mérésfeldolgozó függvény paraméterei.....	64
4.3.2. A mérésfeldolgozó függvény részletes bemutatása.....	66
4.3.3. Méréskiértékelés.....	71
5. Összefoglalás.....	77
6. Irodalomjegyzék.....	79

1. Bevezetés

Napjainkban a járműipar és közlekedéstudomány nagy átalakulásokon megy keresztül, hiszen a környezettudatosság hajtotta károsanyag kibocsátás csökkentése érdekében új fogalomként jelent meg a szektorban az elektromobilitás, vagy röviden, E-mobilitás.

Manapság az E-mobilitás és annak térnyeréseinek lehetséges módjai közkedvelt beszédtemát nyújt az iparágban tevékenykedőktől a hétköznapi emberekig mindenkinek. Az elmúlt években ehhez kapcsolódóan egyre gyakrabban szó esik az önvezető technológiáról is mint a következő nagy járműipari mérföldkő. Ezekkel az újfajta iparági irányvonalakkal teljes mértékben összeegyeztethetők a Széchenyi István Egyetem legrégebbi járműfejlesztő csapatának, a SZEenergy Team-nek a törekvései is. A 2005-ben alakult csapat a kezdetekben még alternatív meghajtású járműveket fejlesztett, ahol a napelem celláké volt a főszerep, azonban az évek során a járművek átalakultak tisztán elektromos meghajtásúvá, ahol csak az akkumulátorból nyerjük a meghajtáshoz szükséges energiát. 2019-ben a csapat már önvezető funkciók tesztelésére alkalmas elektromos versenyjárművet épít, hogy a világ legnagyobb energiahatékonysági versenyén bizonyítson.

A Shell Eco-marathon egy innovatív járműépítő verseny, ahol a diákok-hallgatók már több mint 30 éve versenyeznek azon, hogy kiderüljön, ki tudja a lehető leghatékonyabb versenyautót megépíteni. Ez a gyakorlatban egy versenypályán dől el, ahol a járművek fogyasztását mérik, mialatt teljesítik a kiírt versenytávot a megadott időn belül. A versenyen két nagy járműkategóriát különböztetünk meg, a prototípus autókat és a városi koncepció autókat. A prototípus autók 3 kerekű ultra könnyű felépítésű járművek melyek célja, a technológiai határok feszegetése és a rekordok megdöntése. A városi koncepció autók már több hasonlóságot mutatnak a közúti autókkal, hiszen 4 kerekű járművek, melyek méretben is nagyobbak, mint prototípus társai és számos olyan funkcióval rendelkeznek, ami egy forgalomban közlekedő járműnek is kötelező eleme. Hajtásrendszer szerint 3 további alkategóriát tudunk megnevezni: elektromos, belsőégésű és hidrogén üzemanyag cellás.

A SZEenergy csapat legújabb, 2019 júniusában bemutatott versenyjárműve, a

SZEmission, ami az 1. ábrán látható, egy teljes karbon kompozit önhordó karosszériás, elektromos meghajtású jármű, melynek minden részegysége az energiahatékonyság jegyében került megtervezésre és legyártásra.



1. ábra SZEmission energiahatékony versenyjármű bemutatója [1]

A diplomamunkámban a SZEmission kísérleti versenyjármű elektromos hajtásrendszerének tervezését mutatom be a koncepcióalkotástól egészen a mérés kiértékelésig, mely során a klasszikus mérnöki számítások mellett végesselemes szimulációkat és egyéb számítógépes elemzési megoldásokat is felhasználok. A munkámban bemutatott alkatrészek ténylegesen megvalósításra és tesztelésre kerültek, valamint a 2019-es Shell Eco-marathon Europe versenyen bizonyítottak.

2. Irodalomkutatás

A diplomamunkámban ismertetett hajtáslánc tervezésének első lépése az irodalomkutatás volt. A hajtáslánc beépítési környezete nem hétköznapi, hiszen egy elektromos energiahatékony versenyjárműben kell megfelelően teljesítenie, aminek követelményeit versenyszabályzat is korlátozza. A tervezés során felhasznált ismeretek nagy részét tapasztalati úton szereztem, melyek mellé szisztematikusan kutattam fel a fellelhető szakirodalmat. Röviden kitérek az alkalmazható villamos gépekre, valamint a kiválasztási szempontokra. A lehetséges hajtó motorok ismertetése után, az alkalmazható hajtásközvetítő elemek jellemzőit mutatom be, mielőtt a tervezés során alkalmazott végelelemes szimulációk és a mérésfeldolgozó algoritmusom alapjainak szakirodalmát ismertetem.

2.1. Meghajtó motorok feltérképezése

Ebben a fejezetben a hajtásláncban alkalmazható elektromos motorok típusait és általános jellemzőit foglalom össze, mely a későbbi motor kiválasztás során segítséget nyújt majd.

2.1.1. Kefés DC-motorok

A DC-motor egyenáramú motor, mely jellegzetesen 4 részegységből áll: állórészből, forgórészből, kefékből és a kommutátorból. A DC motorok egyszerű vezérlésűek és kedvező fordulatszám tartományuknak és magas indítónyomatékuknak köszönhetően terjedtek el. Az állórész körbe veszi a forgórészt és állandó mágneses teret hoz létre, amit egyenárammal táplált elektromágneses tekercsel, vagy állandó mágnessel gerjeszthetünk. A forgórész mágneses pólusai vonzzák az állórész ellenkező pólusait, és ez elfordulásra kényszeríti a forgórészt. Hagyományos felépítésű kefés egyenáramú motoroknál a kefék gondoskodnak a mechanikus kapcsolat létesítéséről a forgórészen lévő villamos érintkezőkkel, megvalósítva így az összekapcsolt elektromos áramkört a feszültségforrás és az armatúra tekercselése között. A Maxon Motor AG egyik kefés DC motorját láthatjuk a 2. ábrán [2].



2. ábra Maxon RE 50, 200 W-os DC motor [3]

2.1.2. Kefe nélküli DC szervomotorok

A kefe nélküli egyenáramú motorok, másnéven BLDC motorok, fontos ismérve, hogy a kommutáció mechanikus, kefék kapcsolata helyett, elektronikusan vezérelt kommutációt alkalmaznak, melynek alapja rendszerint egy félvezetős áramkör. A kefék elhagyása több szempontból is előnyös, hiszen a fordulatszám tartományt nem korlátozza, valamint csökken a karbantartási igény és kevesebb a zavarójel-kibocsátás is. Az áram a nyomatékkal, a feszültség a fordulatszámmal alkot aránypárt. Jellemzően a forgórészben helyezkednek el az állandó mágnesek, míg az állórészben a tekercselés. A forgórészben elhelyezkedő állandó mágnesek mérete jelentősen befolyásolja a motor dinamikus tulajdonságait, mivel a mágnesek mérete a tehetetlenségükkel van összefüggésben. Nagyobb tekercsszám esetén a motor nyomatékingadozása kisebb. A BLDC motoroknál fontos szerepe van a Hall szenzoroknak, amik a forgórész pozícióját hivatottak meghatározni, ez a visszacsatoló jel elengedhetetlen az állórész tekercsek megfelelő sorrendű gerjesztése érdekében [2].

A kefe nélküli DC motorok (BLDC) szerkezetileg megegyeznek az állandó mágneses szinkron motorokkal (PMSM), nagy különbség a két villamos gép vezérlésében keresendő. Működési elvük megegyezik, hiszen az állandó mágnesekkel ellátott forgórészben létrehozott indukciós mező és a tekercselt állórészben folyó áram mágneses kölcsönhatása eredményezi a motor nyomatékát. A tekercseken vezetett áram hatására elektromágneses mező alakul ki, ami ellentétes irányú a forgórész mágneses mezőjével. Az Allied Motion DC motorja a 3. ábrán látható [2, 4].



3. ábra Allied Motion Quantum PMSM motor [5]

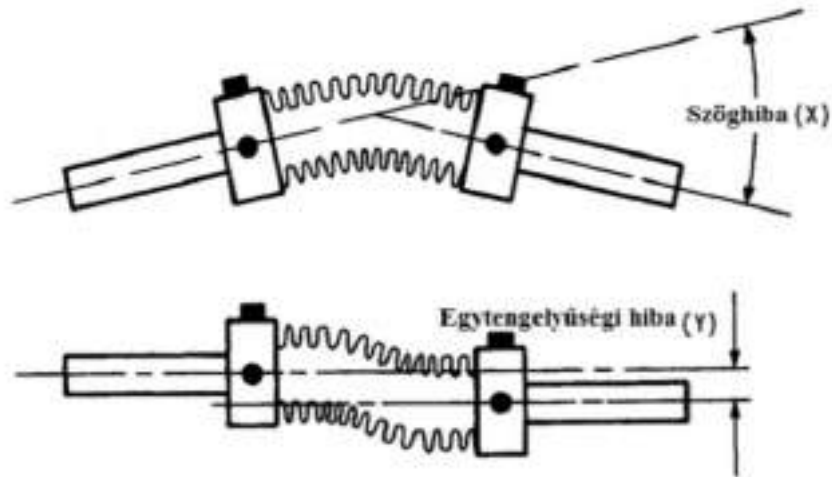
2.2. Csőmembrános tengelykapcsoló bemutatása

Alapvetően a versenyjárműbe tervezett hajtáslánchoz nem szükséges tengelykapcsolót választani, azonban a hajtás próbapadi tesztjeihez igen. A villamos próbapad fék oldala és a mért oldal is tengelykapcsolóval csatlakozik a nyomatékmérő cellához. A tengelykapcsoló helyes kiválasztása és a hozzá kapcsolódó alkatrészek tervezésekor szükséges tisztában lenni a funkcióival, követelményeivel és jellemzőivel.

A tengelykapcsoló próbapadi alkalmazásnál a célunk, hogy a hajtó vagy mért oldal forgómozgása, nyomatéka továbbítva legyen a fékező oldal felé. Az elsődleges mozgástovábbító szerep mellett ugyanakkor fontos kiegészítő feladata a kiegyenlítés. A kiegyenlítő hatás miatt csökken a gépelemekre eső többletterhelés, ami legfőképp szerelési és/vagy gyártási hibákból ered. Továbbá rezgéscsillapító hatása is van, nem beszélve arról, hogy korlátozhatjuk a maximális terheléseket, aminek köszönhetően megvédhetjük a költséges és érzékeny alkatrészeket [6, 7].

A különböző tengelykapcsolókat sokféleképpen tudjuk csoportosítani, a jelenlegi alkalmazáshoz, főleg üzemtani szempontok alapján egy kiegyenlítő, csúszásmentes tengelykapcsolót kellett választanom. Az iparban, főleg a szervohajtásoknál nagyon elterjedt csőmembrános kivitelre esett a választásom. Az átvihető nyomaték nagysága a tengelyvég kialakítás és az elhelyezési lehetőségek mind lehetővé teszik az

alkalmazását. Az alacsonyabb nyomatéktartományokra tervezett változatok is rendszerint rozsdamentes acélból készülnek. A csőmembrános tengelykapcsoló egy összetett kiegyenlítőegység, ezért alkalmas szöghibák és egytengelyűségi hibák kompenzálására is, ahogy azt az 4. ábra mutatja [8].



4. ábra Csőmembrános tengelykapcsoló által kiegyenlített tengelyhibák [8]

Szerkezeti felépítése egyszerű, hiszen két hasított agy van összekapcsolva egy speciális membránnal, ami tulajdonképpen a kiegyenlítést végzi. A hasított agyban található csavarok gondoskodnak a tengelykapcsoló rögzítéséről, a kifejtett nyomás miatt deformálódhat a tengelyvég, ezért figyelni kell arra, hogy még az alacsony csatlakozó átmérőjű tengelyvégek is lehetőleg acélból, vagy más megengedett magasabb palástnyomással rendelkező anyagból készüljenek, hogy a többszöri szerelés hatására se sérüljön a tengelyvég. Az 5. ábrán látható csőmembrános tengelykapcsoló egy 60 Nm-es nyomatékhatarú, Ø20 h6/H7 tengelytűrészű változat [8, 9].



5. ábra Csőmembrános tengelykapcsoló

2.3. Csapágyazás

A hajtásrendszerben, valamint azzal közvetlenül kapcsolatban lévő kerékagyban is találkozunk csapágyakkal mint a forgómozgást végző berendezések elengedhetetlen elemeivel. Számomra a csapágyak méretjellemzői mellett fontos a gördülési ellenállásuk is, mivel ezt az ellenállást a hajtásnak le kell győznie, ami kimutatható veszteséget jelent. A gördülési ellenállás az érintkező testek felületeinek deformációjára vezethető vissza. A gördítéshez szükséges nyomatékkal kifejezhető a gördülési ellenállás, de ezt általában súrlódási erőre vetítik, így összehasonlítható a mozgathoz szükséges erő a csúszó súrlódási erővel. Általánosságban elmondható, hogy a szabályos forgástestek (pl.: csapágygolyó) gördítéséhez szükséges erő 1-3 nagyságrenddel kisebb, mint az elcsúsztatásukhoz szükséges. A gördülési ellenállás függ a felületeket összeszorító erőkomponenstől, az érintkező felületek alakjától és nagyságától és a korábban már említett alakváltozás (deformáció) során kialakuló hiszterézis veszteségektől [6].

A csapágyak közül a golyóscsapágyakat vizsgáltam részletesebben, mivel ezek kisebb ellenállással rendelkeznek, mint a görgőscsapágyak, és működési tartományuk paraméterei megfelelnek a versenyautó és a tesztpad által támasztott követelményeknek. A kisebb ellenállás a gördülő elemek érintkezési viszonyaira vezethetők vissza, amíg a golyóscsapágy pontszerűen, a görgőscsapágy vonalszerűen érintkezik a csapágygyűrű pályájával. Ugyanebből a tulajdonságból ered, hogy a görgőscsapágyakat nagyobb terhelések esetén használják [6].

A csapágyak tipikusan kereskedelmi forgalomban kapható alkatrészek, melyeknél a kiválasztás a legfőbb feladat, a kapcsolódó alkatrészek helyes megtervezése mellett. Az anyagtudomány fejlődése új fejezetet nyitott a csapágyanyagok terén is. A hagyományos csapágyacélok mint pl.: a SAE52100 mellett megjelentek a műszaki kerámiák is. A csapágyaknál legelterjedtebb műszaki kerámiák közé tartoznak a szilícium nitrid (Si_3N_4), cirkónium oxid (ZrO_2), alumínium oxid (Al_2O_3) és a szilícium karbid (SiC) anyagúak. A műszaki kerámiák előnyös tulajdonságai közé tartozik a nagy keménység, magas kopásállóság és az alacsonyabb sűrűségnek köszönhető kisebb fajlagos tömeg. Az előbb felsorolt műszaki kerámiák fizikai tulajdonságait az 1. táblázat foglalja össze [10].

Csapágyanyagok összefoglaló táblázata		Acélok		Műszaki kerámiák				Műanyag
		Hagyományos csapágyacél	Rozsdamentes acél	Szilícium nitríd	Cirkónium oxid	Alumínium oxid	Szilícium karbid	Poliamid
Tulajdonság	Mértékegység	SAE52100	440C	Si ₃ N ₄	ZrO ₂	Al ₂ O ₃	SiC	Nylon 66
Sűrűség	kg/m ³	7680	7750	3230	6050	3920	3120	1360
Rugalmassági modulus	Gpa	207	200	300	210	340	440	4,2
Keménység	HV	700	700	1500	1200	1630	2800	-
Hajlító szilárdság	Mpa	2240	1930	450	210	230	380	82
Maximális üzemi hőmérséklet	°C	300	350	1050	750	1500	1700	130

1. táblázat Csapágyanyagok jellemzőinek összefoglalása [10]

A kerámia alapanyagú csapágyak bekerülési költsége viszont nagyobb, mint az acél csapágyaké. Alapvetően nem hétköznapi alkalmazásokra szánják, ezért árban nem is próbálnak meg versenyezni a hagyományos acél változatokkal. Köztes megoldást nyújtanak az úgynevezett hibrid kerámia csapágyak, ami egy átmenet a teljes kerámia és az acél változat között. A hibrid csapágyak gördülő elemei készülnek csak kerámiából a csapágygyűrűk nem. Ez az opció azért érdekes, mivel így árban lényegesebben kedvezőbb a kerámiacsapágyhoz képest, ugyanakkor tulajdonságaiban jobb csapágyat tudunk választani, mint az acél csapágyak. A kerámia gördülőelemeknek magasabb rugalmassági modulusa kisebb alakváltozásokat eredményez azonos terhelésnél, ami az alakváltozás során bekövetkező, már említett, hiszterézis veszteségek csökkenése miatt kisebb gördülési ellenállásban mutatkozik meg. A mikro-deformációk csökkenése miatt a várható élettartam sokszorososa lehet a hagyományos csapágyhoz képest, az érintkező felületeken megjelenő kigödrösödés (pitting) megjelenése időben kitolódik. További előnyös tulajdonsága a kerámia csapágyaknak a korrózióállóság és a kisebb karbantartás (kenés) igény, ezáltal közkedveltek élelmiszeripari, vegyipari és gyógyszeripari alkalmazásokban [10, 11].

2.4. Vonóelemes hajtások

Két forgó mozgást végző tengely közötti kapcsolatot megvalósíthatunk húzóerővel terhelt vonóelemekkel is, ilyenkor beszélünk vonóelemes hajtásról. Megkülönböztetünk erőzáró és alakzáró vonóelemes hajtásokat. A járműiparban leginkább elterjedt a hosszboardás, valamint fogazott ékszíjhajtás, amit járműmotorokhoz kapcsolódó segédberendezések (vízpumpa, generátor, klímakompresszor stb.) meghajtására használnak. A fogasszíj, fogaslánc, illetve görgöslánc pedig a belsőégésű motorok

vezérlésénél terjedt el. A hagyományos szíjak erőzáró kapcsolata miatt előfordulnak szíjcsúszások, amikor a két tárcsa kerületi sebessége különbözik. A szíjcsúszás miatt a hajtás nem veszteségmentes, sőt számolni kell a légellenállással és súrlódási veszteségekkel is [12].

2.4.1. Fogasszíjhajtások

Az egyik legjobban elterjedt hevederes hajtásfajta a szíjhajtás. A fogaskerék és lánchajtással összehasonlítva számos előnnyel rendelkezik. A szíjcsúszások elkerülése miatt a fogasszíjakra fókuszálunk a továbbiakban. A fogasszíjhajtás az a hevederes szíjhajtásoktól eltérően egy alakzáró vonóelemes hajtástípus. A vonóelem és a tárcsák között kényszerkapcsolat van [12].

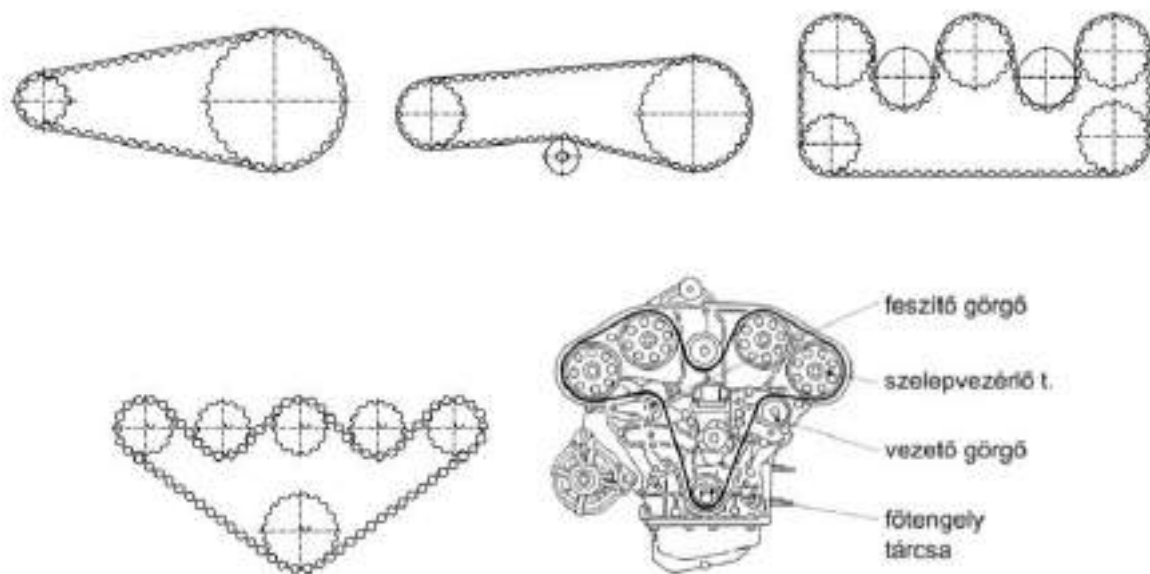
Előnyei:

- Nagy szilárdság, kis nyúlás
- Kis mértékű előfeszítés szükséges
- Csúszásmentes, rugalmas, hajlékony kényszerkapcsolat
- Nagy hatásfok (98...99%)
- Nagy áttételek megvalósíthatók, kisebb helyszükséglettel
- Dinamikus hatásokkal szemben ellenálló
- Kenésnélküli, egyszerű karbantartás [12]

Hátrányai:

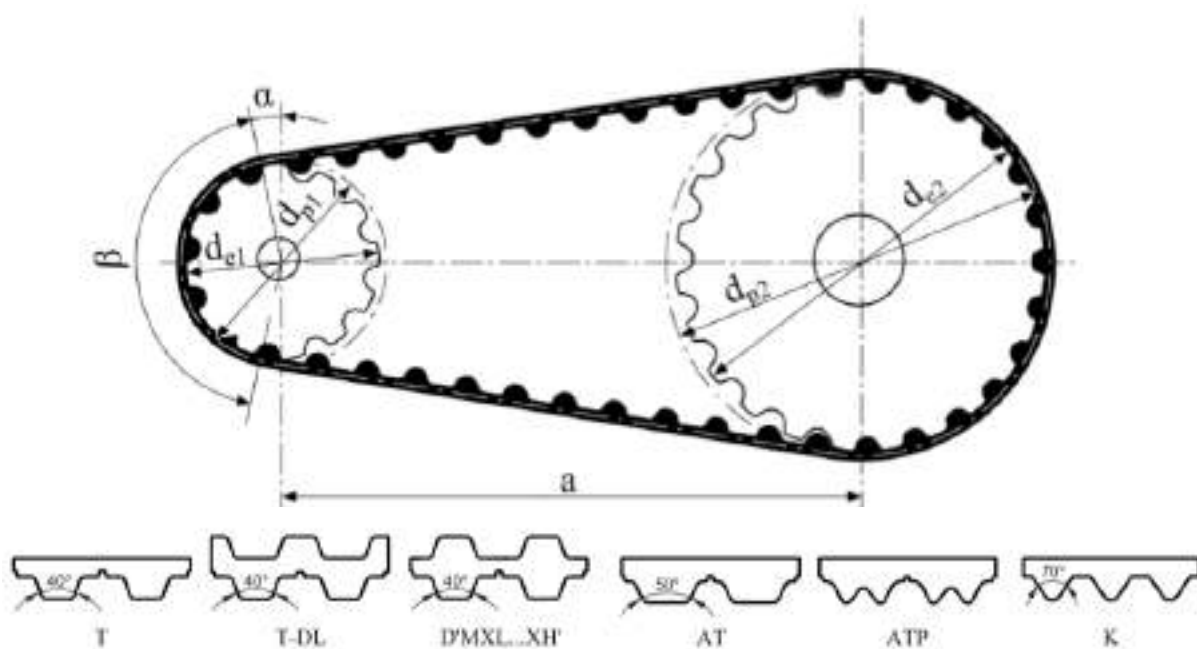
- ékszíjhajtásnál erősebb zajkibocsátás
- kisebb hőmérséklet tartományban használható, mint a lánchajtás [12]

A fogasszíjhajtás alkalmazási területe igen széles, találkozhatunk a finommechanikától kezdve, járműveken keresztül, könnyű ipari gépekben, építőgépekben is. A jellemző elrendezéseket a 6. ábrán láthatjuk [12].



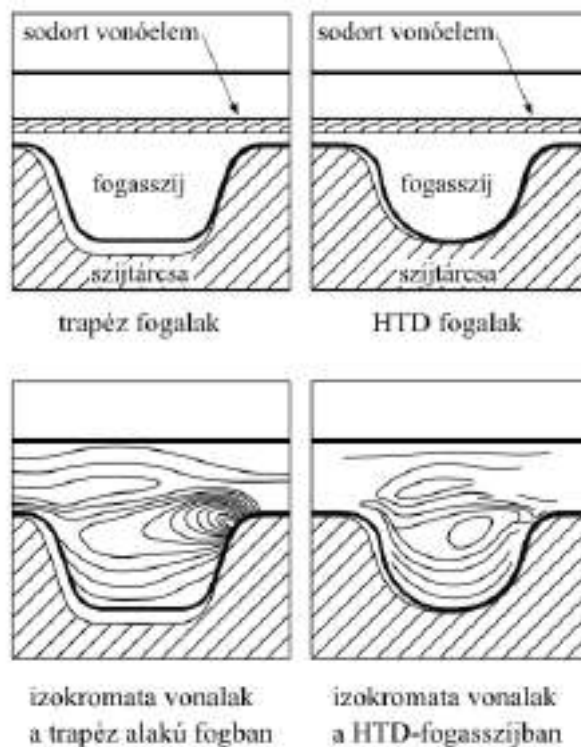
6. ábra A fogasszíjhajtás jellemző elrendezései [12]

A nyitott elrendezésű fogasszíjhajtás fontos jellemzői, valamint a fogak jelölései a 7. ábrán láthatók. Fontos fogalom az átfogási szög (β), mely az áttétel és a tengelytávolság függvénye. A fogasszíjhajtás jellemző átmérője (d_p) a tárcsán kívül van. A fogasszíjak fontos jellemzője a fogalak. Többféle típust tudunk megkülönböztetni, mind metrikus mind colos osztású szíjaknál. Legelterjedtebb a trapéz alapú fogalak, 40° - 70° -os profilszöggel. Kétoldali fogazású kivitelben is léteznek [12].



7. ábra Nyitott elrendezésű fogasszíjhajtás jellemzői és a fogalakok jelölései [12]

A HTD profilú fogasszíjak legnagyobb előnye, hogy a terhelés kedvezőbben oszlik el a HTD fogalak miatt, mint a trapéz fogak esetében. A 8. ábra izokromata vonalakkal szemlélteti a terhelés eloszlását a fogasszíz kapcsolatban. Ez a fogalak nagy teljesítmények (akár 250 kW) továbbítására is alkalmas, innen jön a neve is, High Torque Drive, azaz nagy nyomatékú hajtás [12].

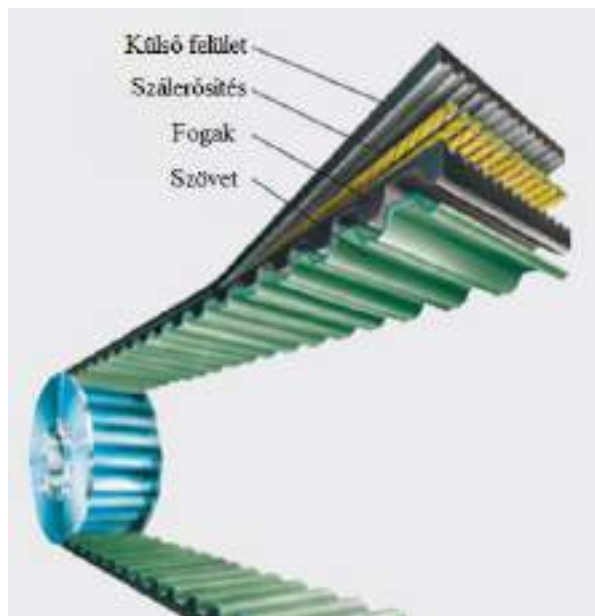


8. ábra Terhelés eloszlása a HTD fogalakban [12]

Az HTD profilú fogasszíjak szabványos jelöléseit az ISO 13050 szabvány tartalmazza, ami alapján 3M, 5M, 8M, 14M típusú HTD szíjakat különböztetünk meg, ahol a szám a milliméterben kifejezett osztást jelöli. Az osztás a tárcsa kerületének egy fogra eső része. A fogasszíjtárcsák kialakításának illeszkedni kell a szíz profilhoz, ezeket a szíjknál megszokott szabványos módon jelöljük. A fogasszíz kapcsolatban résztvevő tárcsák közül legalább az egyiknek rendelkeznie kell szízvezető peremmel, ami megakadályozza a szíz lecsúszását [12].

A szíjanyagok kiválasztásánál fontos szempont a szíz szilárdságának fenntartása mellett, hogy a szíz és a tárcsa közötti súrlódási feltételek lehetővé tegyék a kerületi erő továbbítását lehetőleg minél kisebb előfeszítésnél. Legtöbbször a szíjak réteges felépítésűek, ahol az ágyazó anyag lehet textil, természetes és szintetikus gumi, valamint gyakran alkalmaznak polimereket is. Az ágyazott anyagba szálakat helyeznek, fogazott

szíjaknál keresztirányban is, így kompozit struktúráról beszélhetünk a legtöbb modern szíjnál. Egy ilyen felépítésű szíjat láthatunk a 9. ábrán [12].



9. ábra A fogasszík felépítése [13]

Az Optibelt Omega szíjak tipikus felépítésénél a külső szíjfelület anyaga polikloroprén, ami egy szintetikus gumi, nagyon kedvező időjárás állósággal, valamint jó öregedéssel szembeni ellenállással. Fő szerepe a szálerősítés környezeti hatásoktól való védelme [12, 13].

A hosszirányú szálerősítéshez üvegszálat a fogak keresztirányú erősítéséhez aramid szálat használnak. Az aramid szál szintén polikloroprén mátrixba van ültetve, ami kiválóan tartja a fogalakat, valamint az erősítésnek köszönhetően a nyíróigénybevételekkel szemben is ellenállóbb. A tárcsával érintkező szövet felület egy finomszövésű, speciális poliamid szövet, ami minimalizálja a súrlódási veszteséget a szíj fogai és a tárcsai fogai között [13].

2.4.2. Láncajtás

A láncajtás szintén az alakzáró vonóelemes hajtások közé tartozik, gazdaságossága és megbízhatósága miatt elterjedt. A csuklósan kapcsolódó lánc tagok a hajtás vonóelemei, a hajtó láncok mellett léteznek még emelő és szállítóláncok is [12].

Előnyei:

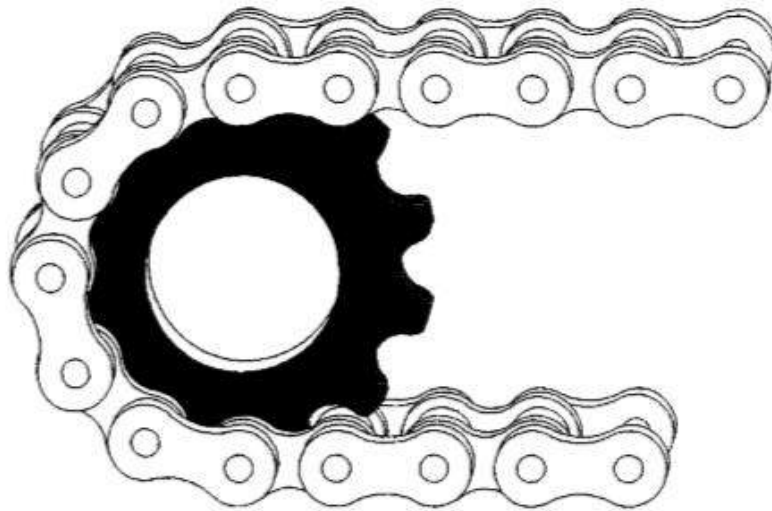
- alakzáró csúszásmentes erőátvitel
- kis előfeszítés

- hőre, szennyeződésre kevésbé érzékeny
- nagyobb tengelytávra is megfelel [12]

Hátrányai:

- merev erőátvitel
- poligonhatás miatt ingadozik a szögsebesség
- karbantartás igényesebb
- zajos hajtásforma [12]

A leggyakrabban alkalmazott lánc típus a görgős lánc, ahol a lánc hüvelyre szerelt görgő megakadályozza a csúszósúrlódást a lánc és a lánckerék foga között. Egy ilyen görgős láncot szemléltet az 10. ábra [12].



10. ábra Görgős lánc kapcsolat [12]

A korábban említett poligonhatás az egyik legfontosabb kinematikai jellemzője a lánc hajtásnak. Az úgynevezett közepes áttételt a fogszámok aránya adja, a tényleges áttétel e körül ingadozik, ezt az ingadozást nevezzük poligonhatásnak. A fogszámmal és a fordulatszám szorzatával arányos jellemző. Az egyenletes behajtó forgómozgás ellenére a lánc tag egyenlőtlenül mozog, mivel a lánccsukló középpontjának sugara változik. Ez az ingadozás annál nagyobb, minél nagyobb a lánc osztása és minél kisebb a fogszám [12].

A lánckerék kialakítása a helyigények mellett az átviendő terheléstől és az áttételtől függ. Manapság egyedi gyártásban profilmart lánckerekeket is alkalmaznak, amelyek főleg acélból készülnek [12].

2.5. Végeselemes rendszerek alapjai

A végeselemes analízis során a fizikai szerkezet matematikai modelljét építjük fel, ami magába foglalja az anyagmodelleket, kinematikai és dinamikai peremfeltételeket, valamint minden olyan tulajdonságot, ami szükséges a valóság helyes modellezésére. A módszer lényege, ahogy a neve is sugallja, hogy a vizsgálat során a véges (kis) elemekre bontjuk a geometriát. A módszer során az elemeket összekapcsoló csomópontokra ható terhelések és az eredményezett változások közötti leíró egyenletrendszert oldjuk meg. A folyamat három nagyon jól elkülöníthető részre bontható:

- előkészítés (preprocessing)
- megoldás (solution)
- kiértékelés (post-processing) [15, 16]

Az előkészítő fázist megelőzi egy nulladik, döntési szakasz, ahol a probléma jellegét határozzuk meg, kitérve a szimuláció későbbi megoldásához szükséges technikai részletekre, melyek például:

- analízis típusa
- közelítés mértéke
- modell típusa
- elemtípus
- hálósűrűség
- peremfeltételek [15]

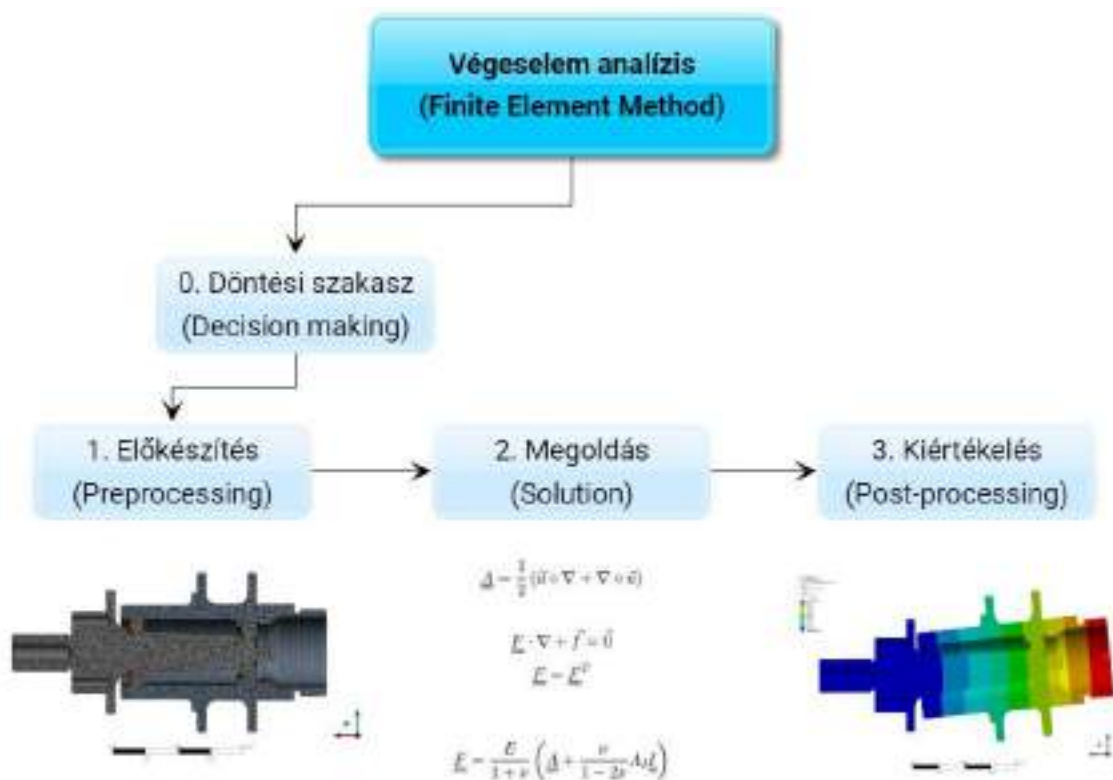
Az előkészítés során létrehozuk a geometriát 3D CAD szoftverek segítségével, az analízis típusához megfelelő anyagmodellt választunk, és végeselem háló segítségével felbontjuk a geometriánkat kis részekre, úgymond behálózzuk. Az előkészítés fázisához tartozik még a peremfeltételek definiálása is. Statikus szilárdságtani szimulációknál rendszerint megfogásokat és terheléseket alkalmazunk. Az összetett geometriájú modellek esetén, ahol több alkatrész kapcsolódik egymáshoz, szükséges megfelelően előírni az alkatrészek közötti kapcsolatot [15].

A szimuláció megoldása során a szoftver a háttérben lefuttatja az egyenletek kiszámításához szükséges számítási algoritmusait. Létrehozza a merevségi mátrixot az egyes elemekre, majd ebből a teljes szerkezetre. Felveszi a csomóponti terheléseket,

mechanikai esetben az elmozdulás mező kiszámításával megoldja az egyenletrendszer. Ezután a kívánt származtatott mennyiségeket, leggyakrabban a mechanikai feszültséget, alakváltozást határozza meg az elmozdulás mezőből [15].

Az utolsó szakasza a szimulációnak a kiértékelés, ami a kiszámolt eredmények értelmezését jelenti. Manapság a szoftverek számos eszközzel támogatják a felhasználót ennek megkönnyítésében. Az elérhető grafikus megjelenítések segítségével könnyen ábrázolható a deformált test, melyen színsávokkal tudjuk megjeleníteni az eredményt. A deformált modell kimenthető, összehasonlítható az eredetivel, lekérdezhetjük a maximális és minimális igénybevételi helyeket és más számunkra fontos adatokat is. Diagramok, riportok segítségével a szimuláció eredményei egyszerűen prezentálható, illetve összehasonlíthatók egymással [15].

A végelelemes szimuláció egyszerűsített folyamata a 11. ábrán látható.



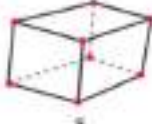
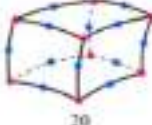
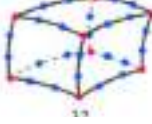
11. ábra Végelelem szimuláció folyamata [15]

A vizsgált geometria létrehozható akár a FEM szoftveren belül is, számos rendszer, köztük az Ansys is kínál erre lehetőséget. Itt explicit modellezési eljárásra épülő, úgynevezett direkt 3D módszerrel építi fel a modellt. A belső tervezési folyamatba történő integrálás miatt én az alaksajátosságokon alapuló Autodesk Inventor 2019 CAD

modellező szoftver segítségével építettem fel a kiinduló modelljeimet és az Ansys segítségével a szimuláció előtt egyszerűsítettem azokat [15].

2.5.1. Hálózás

A hálókészítés, mint az előkészítő fázis legfontosabb része, nagy figyelmet igényel. A hálózás létrehozásához ki kell választani a megfelelő elemtípust, meg kell választani a háló sűrűségét, mérlegelni kell a hálóstrukturálás alkalmazhatóságát. A különböző végeselemes elemzéseknél más és más elemtípus érhető el. Kiterjedés szerint megkülönböztetünk: 2D szimulációk esetében pont és vonal elemeket, a felületi szimulációknál héjelemeket, a 3D szimulációknál pedig térfogati elemeket használnak a vizsgálandó geometria leírásához. Térfogati elemek közé soroljuk a tetraédert, gúlát, prizmat és a téglát elemeket. Az elemek fokszámuk szerint lehetnek elsőfokú, másodfokú és harmadfokú elemek. Alapvetően kijelenthető, hogy ugyanolyan geometria leírása esetén a magasabb fokszámú elemek pontosabb megoldást adnak ugyanolyan hálósűrűség mellett, azonban ilyenkor a szimulációnak jelentősen megnő a számítási igénye. Az elemtípusok összefoglalását láthatjuk a 12. ábrán [15].

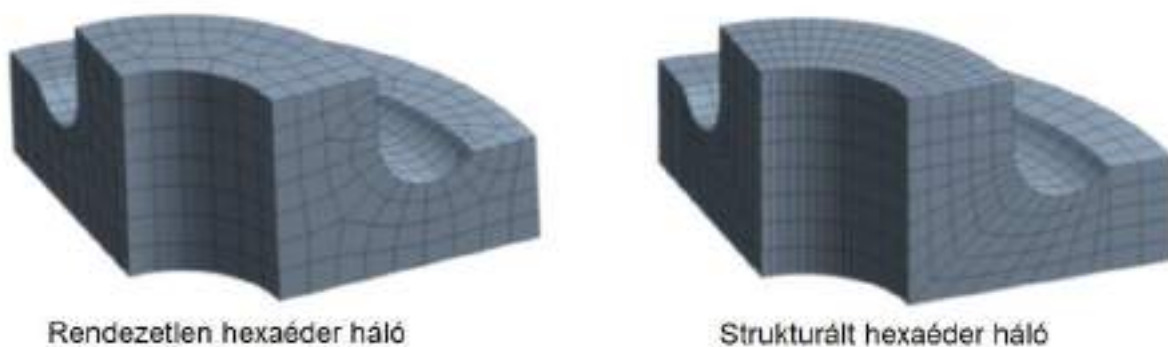
	1D (vonal)	2D (Felület) (2 DoF/Node)		3D (Térfogat) (3 DoF/Node)			
	Vonal (Line)	Háromszög (Triangle)	Négyszög (Quadrilateral)	Tetraéder (Tetrahedron)	Gúla (Pyramid)	Prizma (Pentahedral Prism, Wedge)	Tégla (Hexahedron)
Lineáris (Linear)	 2	 3	 4	 4	 5	 6	 8
Másodfokú (Quadratic)	 3	 6	 8	 10	 13	 15	 20
Harmadfokú (Cubic)	 4	 9	 12	 16	 21	 24	 28

12. ábra Végeselem szimulációban használt elemtípusok [15]

A hálózás beállítása során lehetőségünk van az elemtípusok megválasztása mellett, azok geometriai tulajdonságainak megadására is. Az elemek mérete megadható globálisan, vagy az egyes elemek élhosszainak intervallumos megadásával. A hálót a globális elemmérettől eltérően tudjuk lokálisan finomítani, ami az esetek döntő

többségében elengedhetetlen a pontosabb eredmény érdekében. Jellemzően ilyen lokálisan finomítandó helyek a feszültséggyűjtő helyek és az esetleges szingularitás helyei. Hálósímítás során a meglévő háló elemek csomópontjainak eloszlását módosítja a szoftver több iterációban, ebben az esetben figyelni kell az átmenetre, vagyis az elemméret növekményének intenzitására, elkerülve a torzult elemek létrehozását [15].

Amennyiben a hálózás valamilyen minta alapján történik, akkor strukturált hálóról beszélünk. A strukturált hálót helyileg rendezett ortogonális vonalak, a strukturáltalan hálót pedig rendezetlen poligonok alkotják. A strukturált háló jobb kontrollt biztosít a paraméterek felett, generálása elérhető geometria szétválasztás elven működő módszerekkel, vagy söpréssel. Az 13. ábra szemlélteti a különbséget a rendezetlen és a strukturált háló között [15].



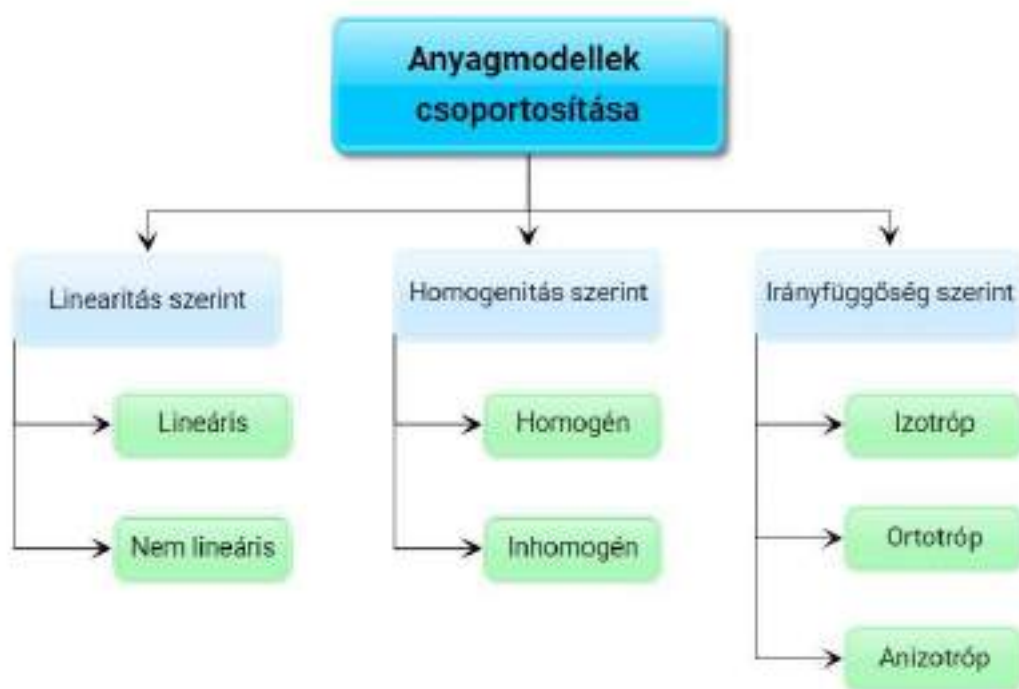
13. ábra Rendezetlen és strukturált végelem háló [15]

Érdemes figyelni, hogy a szétválasztási határokon, vagy különálló alkatrészek kapcsolódási pontjainál a hálók csomópontja illeszkedjen, a terheléseket közvetlenül csomópontok közvetítsék, ellenkező esetben felesleges pontatlanságot viszünk a számításba, hiszen ilyenkor a csomópontok között interpolációval korrigál a szoftver [15].

2.5.2. Anyagmodellek

Jelenlegi szimulációm során csak elmozdulás alapú, mechanikai anyagmodelleket használtam. Az anyagmodelleket linearitásuk alapján sorolhatjuk lineáris és nemlineáris csoportba. A linearitás a bemenő értékekre adott kimenő válasza vonatkozik. Homogenitásuk alapján lehetnek homogének és inhomogének. Az inhomogén anyagok tulajdonságainak térbeli eloszlása nem egyenletes. Megjegyzendő, hogy

mikroszkopikus szinten az összes anyag inhomogén, de a szimulációk szempontjából csak a makroszkopikus inhomogenitások, azaz a nagyobb szintű strukturáltság esetén vesszük ezt figyelembe. Az anyagok iránymenti viselkedését háromféleképp írhatjuk le. Minden irányban megegyező, izotróp viselkedés. Három egymásra merőleges tengely mentén való különböző, ortotróp viselkedés. Anizotróp viselkedés, azaz különböző irányokban más és más anyagtulajdonságok, melynek eloszlása nem derékszögű koordináták mentén történik. Az anyagmodellek csoportosítását a 14. ábrán mutatom be [15].



14. ábra Anyagmodellek csoportosítása [15]

Lineárisan rugalmas, izotróp anyagmodell esetén a feszültség és a fajlagos nyúlás között egyenes arányosság van. Az arányossági tényező a rugalmassági (Young) modulus és az anyagmodell a Hook törvény írja le. Fémek kis alakváltozásánál jellemző a lineáris viselkedés, ami csak nagyobb alakváltozások esetén válik nem lineárisra. A feszültség és az alakváltozás közötti összefüggés megkapható 2 paraméter megadásával, ezek leggyakrabban a Young's modulus és a Poisson-tényező. A Poisson-tényező az anyag terhelés irányú és azzal merőleges fajlagos nyúlások arányát adja meg, acélok esetén értéke 0.3 körül mozog [15].

A szimuláció a háló csomópontjaira megadott peremfeltételek és terhelések alapján

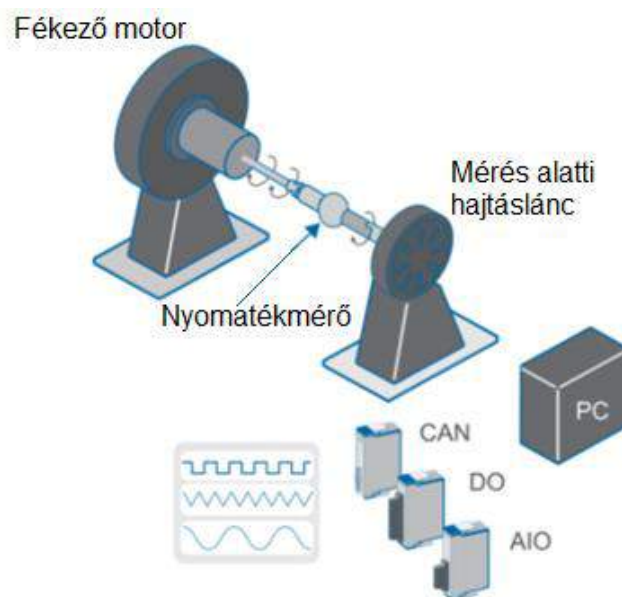
ad választ az általunk kért adatokra, mechanikai esetben rendszerint az elmozdulásra. Kezdeti feltételként a $t=0$ időpillanatban érvényes konfigurációt értjük, ha ez a konfiguráció az idő függvényében változik, transziens szimulációról beszélünk. Peremfeltételek a valós fizikai kondíciók azon részeinek hatása, melyet a modellezés során elhagyunk, ezért kiemelten fontos, hogy megfelelő peremfeltételeket adjunk meg, mivel ellenkező esetben a fizikai valóságot torzítjuk. Ilyen feltételek a megfogások, nyomatékok, felületi vagy pontszerű erőterhelések [15].

2.6. Mérésfeldolgozás

A mérésfeldolgozáshoz elengedhetetlen a mérőrendszer elvének megismerése, a következőben röviden áttekintem ezeket az alapelveket.

2.6.1. Próbabadi mérés alapjai

A megtervezett elektromos hajtásláncot tesztelni, mérni és ez alapján értékelni kell. Ezeket a folyamatokat a járműben történő tesztek előtt, egy próbapadon végezzük el. Az elektromos próbapad elvi felépítése a 15. ábrán látható [17].



15. ábra Villamos motor próbapad elvi felépítése [18]

A rendszer identifikációhoz is elengedhetetlen a hajtáslánc jellemzőinek feltérképezése. A fékező motorral tudjuk vezérelni a kívánt terhelést, amit a hajtásnak ellensúlyozni kell. A vizsgált hajtás fordulatszámát saját belső enkódere, a kifejtett nyomatékot pedig a próbapadon lévő nyomatékmérő szenzor adja. Az ω szögsebességet

az n fordulatszámából származtatjuk az 1. képlet alapján. Ezekből az értékekből pedig kiszámíthatjuk a hajtás mechanikai teljesítményét az 2. képlet alapján. [17] [18]

$$\omega = 2 * \pi * n \quad (1)$$

$$P_{Mech} = M * \omega \quad (2)$$

A mérés során gyűjtött adatok mentésért egy PC felel. A hajtásrendszer feszültségszintjét és áramfelvételét is rögzítjük, ezekből kiszámítható a villamos teljesítménye a 3. képlet alapján. [18]

$$P_{Elekt} = U * I \quad (3)$$

A mechanikai és villamos teljesítmények hányadosa adja meg a hajtásrendszer hatásfokát, amit a 4. képlet mutat. [18]

$$\eta = \frac{P_{leadtt}}{P_{felvett}} \text{ vagy } \eta = \frac{P_{ki}}{P_{be}} \quad (4)$$

2.6.2. Mért adatok kezelése Matlab szoftverrel

A rendszer 100 Hz-es mintavételezési frekvenciája miatt rengeteg adat áll rendelkezésünkre, amit megfelelően értelmezni kell, hogy a fenti összefüggéseket alkalmazni tudjuk és ábrázolhassuk az eredményt.

A mért eredmények rendszerint zajjal terheltek, ezekről utólag, a megfelelő technikát alkalmazva, még eltávolítható a zaj. A jelek simítására gyakran alkalmaznak aluláteresztő szűrőket (Low-pass filter), mozgó átlag, vagy Savitzky-Golay algoritmus alapján működő szűrőket [19, 20].

Az aluláteresztő szűrő, működési elve szerint a jelsimítást úgy éri el, hogy elnyomja egy bizonyos sáv tartományon kívül eső jelkomponenseket, az alapsávba esőket pedig kiemeli. A frekvenciasáv határa a vágási frekvencia, amelyik frekvenciatartományban a szűrő átereszt az átviteli sávnak, azokat a frekvenciatartományokat, melyeket a szűrő nem ereszt át az levágási tartománynak nevezzük. Az aluláteresztő szűrő magasfrekvenciás zajok kiszűrésére alkalmas [19, 20].

A Savitzky és Golay által megalkotott szimmetrikus simító függvény lényege, hogy konvolválva a zajos adatokat olyan eredményt kapjunk, mintha adott rendű polinomot illesztettünk volna a meghatározott ablak méretű zajos pontokra a legkisebb négyzetek

módszerével. Jó simítást alacsonyrendű polinommal és nagy ablak mérettel, vagy többszöri simítással kis ablak mérettel tudunk elérni [19, 20].

A mért eredmények szűrés és simítás után alkalmasak a feldolgozásra, melynek folyamatát a mérés feldolgozó algoritmusom ismertetése során bővebben kifejtem. Az algoritmusban használt, a megjelenítéshez szükséges beépített MATLAB függvények elméletei alapjai lényegében a Delaunay háromszögelésre épülnek. A Delaunay-háromszögelés egy viszonylag régi eljárás, amely egy nem strukturált hálót készít, mellyel felületeket képzünk le. Amennyiben az algoritmus bemeneti ponthalmaza különböző síkú háromdimenziós koordinátákkal rendelkezik, alkalmas háromdimenziós felület lefedésére. Testek lefedésére is alkalmas a módszer, ilyen esetben tetraéderekkel operál. A Delaunay-háromszögelés egyik fontos tulajdonsága, hogy a ponthalmaz háromszögei között maximalizálja a háromszögek legkisebb szögét, ezzel elkerülve a torzított háromszögek létrehozását. A Delaunay-háromszögelés duálisa a Voronoi-diagram [21].

Alkalmazását tekintve, széleskörűen használják, mivel tulajdonságai miatt elkerüli a torzított háromszögeket. Az adatok pontos megőrzése érdekében Delaunay-háromszögelést alkalmaznak a mérési pontokra illesztett hálók megalkotásánál, például az önvezető járműfunkciók egyes alkalmazásainál. A MATLAB keretein belül a Delaunay-háromszögelés elérhető egy belső függvény meghívásával, aminek az alapjait a „Quickhull algoritmus adja [22, 23].

A Delaunay háromszögelést szoftveresen a MATLAB griddata nevezetű függvényével is elérhetjük. Ez a függvény az argumentumoknak megfelelően egy felületet illeszt $z=f(x,y)$ szabály szerint az egyenlőtlen sűrűségű x,y,z összetartozó adatokra. Az illesztett felület rácspontjait (ZI), a függvény interpolációval határozza meg azokon a megadott rácspontokon (XI,YI), mely rendszerint hálószerűen definiáltak. A függvény meghívása a következő szintaktikai szerint történik, $ZI=griddata(x,y,z,XI,YI)$. A függvény lehetőséget ad különböző interpolációs módszerek alkalmazására. Elérhető a háromszögelésen alapuló lineáris interpoláció, harmadfokú interpoláció és a legközelebbi szomszéd módszer is. A harmadfokú módszer eredményezi a legsimább térgörbét [23].

3. Hajtáslánc gépészeti tervezése

A tervezés kezdetekor a bemeneti paraméterek összegyűjtésével kezdtem meg a munkát. A hajtáslánc az autó egyik központi eleme, de ahogy a versenyjármű számos részénél itt is igazodni kell a versenyszabályokhoz, a korábban megtervezett elemekhez. Számomra a hátsó futómű geometriai méretei és a karosszéria hátsó része határozta meg a befoglaló méreteket. Az előző évek tapasztalatai és mérési eredményei alapján nagyjából ismertek a jellemző munkapontok, melyek a motor kiválasztásnál, illetve az esetlegesen szükséges áttétel számolásánál fontos értékek.

3.1. Tervezési kritériumok

Röviden összefoglalva a tervezési feltételeket elmondhatjuk, hogy a számunkra ideális elektromos hajtáslánc:

- a lehető legkisebb tömegű
- elégséges merevségű alkatrészekből áll
- a kiválasztott villamosgép a számunkra jellemző munkapontokban nagy hatásfokú
- az alkatrészek viszonylag egyszerűek
- fékrendszer elhelyezhető a hajtott keréknél
- az alkalmazott áttétel és elemei csúszásmentesek, magas hatásfokú hajtásátalakításra képes
- szabadonfutásra és/vagy regeneratív fékezésre is alkalmas
- lehetőleg moduláris, azaz több hajtó motor, áttétel és hajtásátalakító is alkalmazható, minél kevesebb alkatrész cserélésével

3.2. Tervezés kezdeti lépései

A feltételrendszer felállítása után a tervezést nagymértékben meghatározó kérdésekre keresem a választ. Először az előző, szintén általam tervezett, hajtáslánc teljesítményét értékelem a 2018-as verseny és tesztek alapján. Megvizsgálom, hogy melyek azok a részek, ahol gondok voltak és melyek azok, amelyeket érdemes megtartani, esetleg tovább fejleszteni.

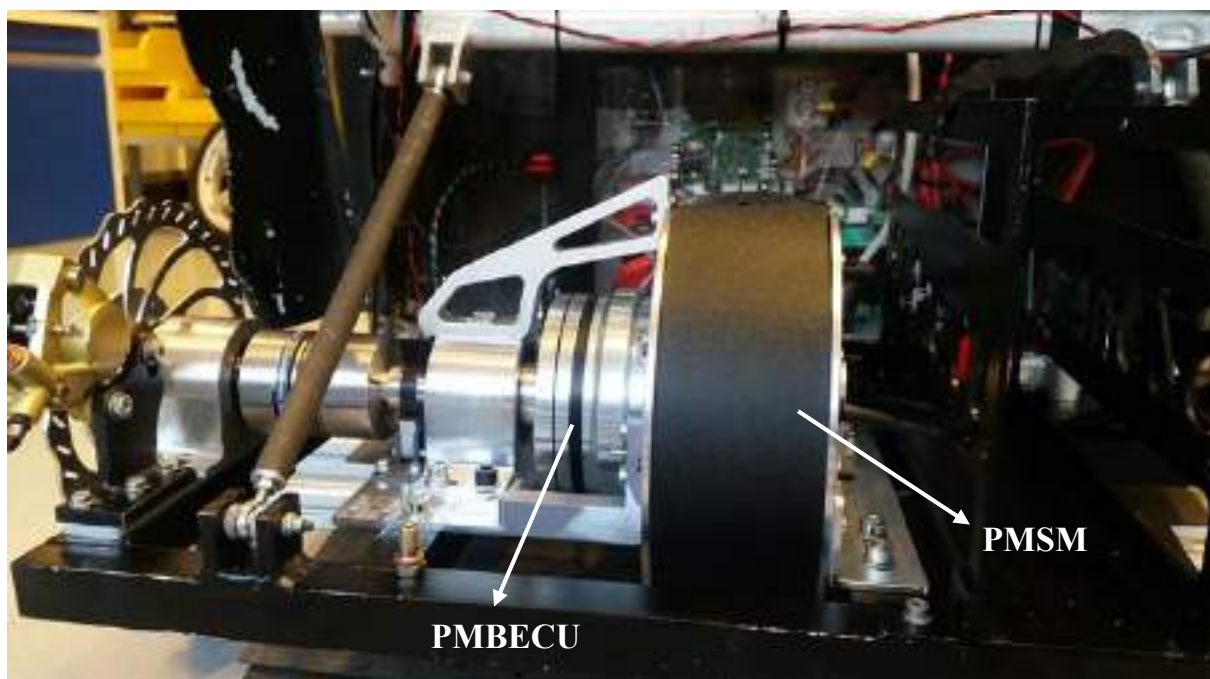
3.2.1. A 2018-as hajtáslánc rövid elemzése

A 2018-as Shell Eco-marathonra készülő hajtáslánc a csapat előző versenyautójába készült, így itt más feltételekhez kellett igazodnom, mint a jelenleg készülő versenyautó esetén. Az egyik legnagyobb különbség a felfüggesztés kialakításában és a rendelkezésre álló helyben van. Az előző versenyautóban, a 16. ábrán látható SZElectricity-ben, hátul egy csatolt merevhidas felfüggesztés volt, ami eléggé megkötötte a lehetőségeimet, hiszen nem volt elegendő szabad terület a kerekek körül, hiszen a közel 45° -ban álló rövid stabilizátor rudak ezt korlátozták. Ezeknek az áthelyezése a futómű bekötési pontjai miatt nem volt lehetséges, ezért a hajtó motor tengelye és a kerék forgástengelye egy tengelyűen volt elhelyezve. Ebből adódik, hogy a hajtást közvetlenül, áttétel nélkül valósítottam meg.



16. ábra A SZElectricity versenyautó a londoni futamon 2018-ban

A rendelkezésre álló motorok karakterisztikája erre tökéletesen alkalmas volt, hiszen alacsony fordulatszámú, nagy nyomatékkonstanssal bíró gyűrű vagy kerékagy motorokat alkalmaztunk. A szabadonfutást ilyen esetben szabadonfutó csapággal, vagy bi-stabil tengelykapcsolóval lehet megoldani. A bi-stabil elektromágneses tengelykapcsoló (PMBECU) nagy előnye, hogy regeneratív fékes üzemmódra is alkalmas, ellenben újabb komponenst jelent, ami plusz hibalehetőséget és tömeget is jelent számunkra. A 2018-as versenyre tervezett és megvalósult elektromos hajtásláncom a 17. ábrán látható. Az alkatrészek egymás utáni, soros elrendezése miatt nagyon jól elkülöníthetők az egyes elemek.



17. ábra A SZElectricity hajtáselrendezése

A jobb súlypont elhelyezés miatt a legnagyobb tömegű alkatrész, maga a motor, a hátsó híd közepében helyezkedik el. Ez a PMSM egy közel 10 kg tömegű nyomatékmotor, korábban az amerikai Allied Motion kínálatában volt megtalálható. Maximális teljesítmény pontja 400 1/min, 21 Nm nyomatéknál. A motor után közvetlenül az állandó mágneses bi-stabil tengelykapcsoló egység található, ezt követi egy támasztó csapágyház, majd egy csőmembrános tengelykapcsoló, ami a kerék oldali tengelyhibák hatásait csökkenti, majd pedig a kerékagy.

A konstrukció legnagyobb problémája a PMBECU elhelyezésének egytengelyűségi hibájából eredő megcsúszás és a hajtáslánc tömege volt. A megcsúszás miatt a versenyen, az üzembiztonság érdekében, kicseréltük a bi-stabil tengelykapcsolót, és közvetlenül összekapcsoltuk a motort a kerékkel. A PMSM jelentős tömege mellett a majdnem 4 kg tömegű PMBECU és kiegészítő alkatrészei miatt a komplett szerkezet tömege elérte a 20 kg-t, ami egy 85 kg-os versenyautó esetén nagyon jelentős. A helyzetet tovább rontotta, hogy az autó súlypontja nagyon a hátsó tengely felé tolódott.

A motor 400 1/min-es csúcsfordulatszáma, ami közvetlen kapcsolatnál és az R16 95/80-as méretű Bridgestone abroncs esetén megközelítőleg 38-40 km/h végsebességet jelent, kevésnek bizonyult.

A csapágyház kialakítása, ami részben a hátsó hídnak köszönhető, nem előnyös a

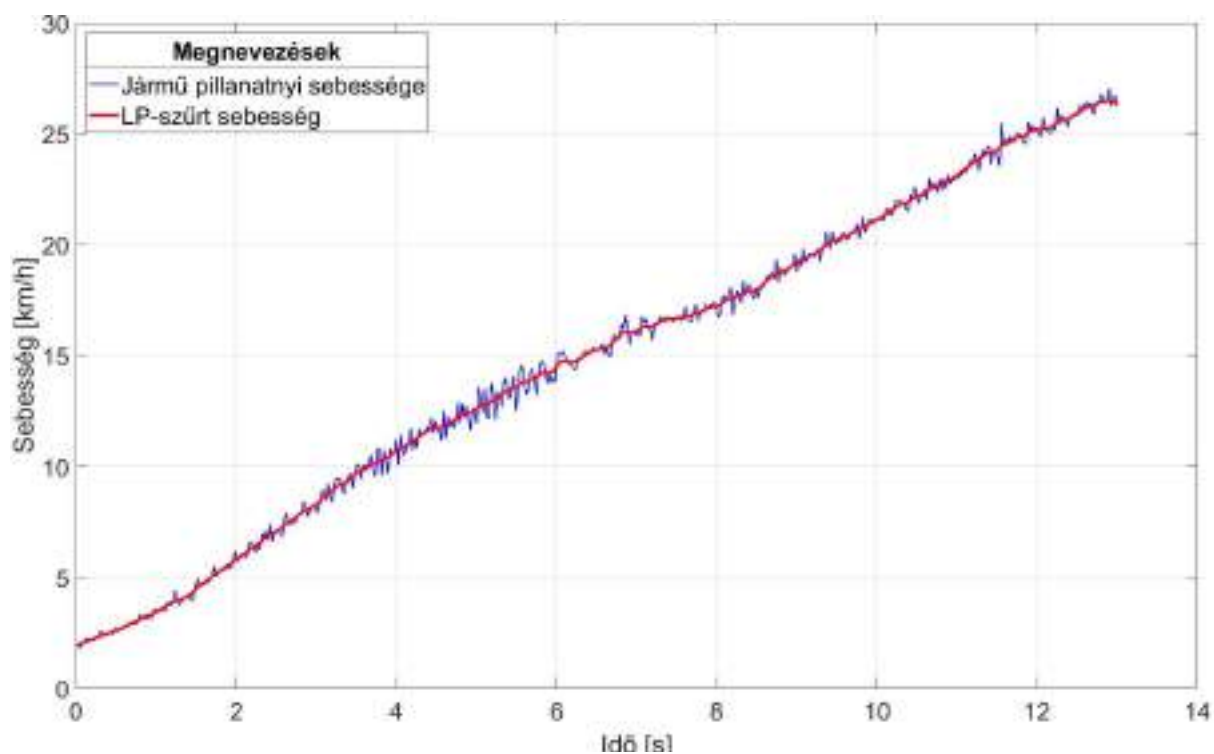
kerék felől érkező terhelések szempontjából. A csapágyház rögzítése folyamatosan erős hajlító igénybevételnek van kitéve, emellett a rázkódás a csavarok idő előtti kilazulását eredményezte. A kiegyenlítő tengelykapcsoló szerepe megkérdőjelezhető, ha rezgéscsillapító hajtásközvetítő elemet, például szíjat alkalmazunk a motor és kerék között.

3.2.2. A hajtáslánc tömegének szerepe az energiamérlegben

Az előzőekben bemutatott hajtáslánc jelentős tömege nyilvánvalóan nem előnyös energetikai oldalról nézve, azonban az, hogy számszerűen mennyit jelent pár kilogramm tömegkülönbség már korántsem olyan egyértelmű.

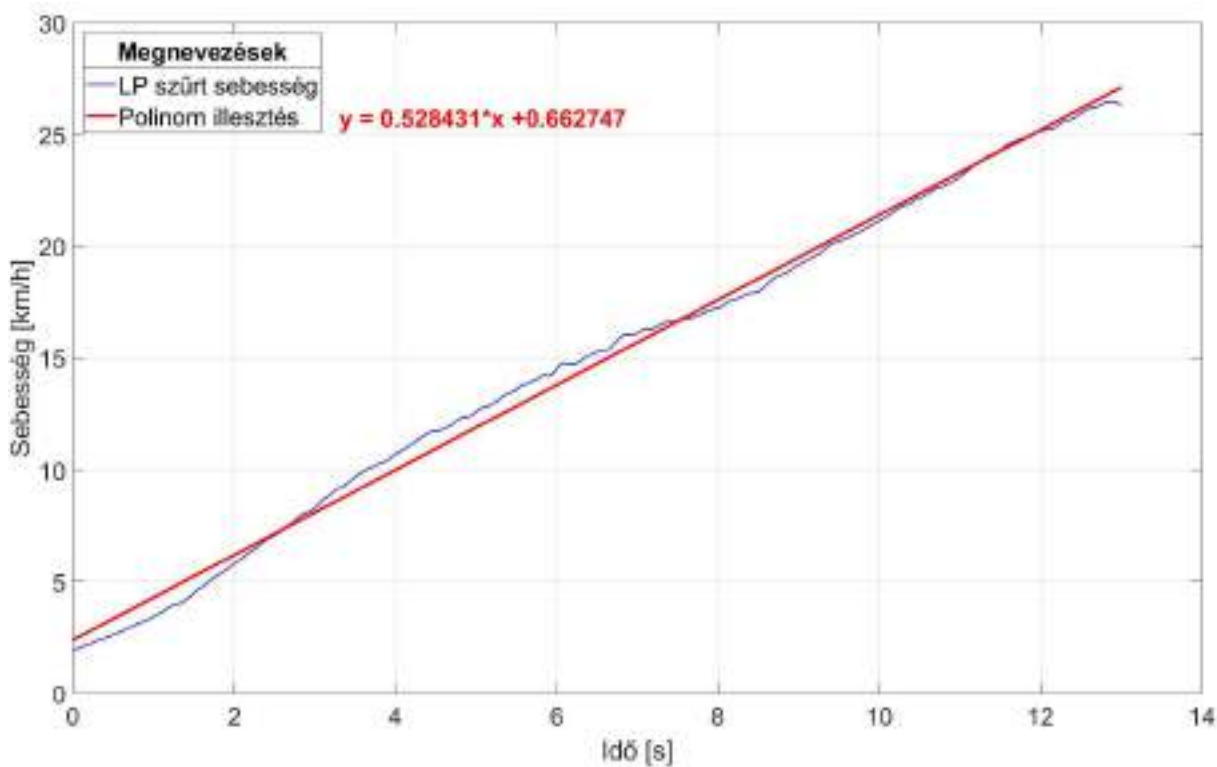
A kérdés megválaszolása kulcsfontosságú a motor kiválasztás és különböző alkatrészek tervezése során. A tömegcsökkentés általában más előnyös tulajdonságok rovására megy. Motorok esetén a kisebb tömegű változatok, azonos teljesítmény mellett, nagyobb fordulatszámmal és kisebb nyomatékkal rendelkeznek. A kialakításuk miatt a nyomatékkonstans alacsonyabb, mint az eddigiekben használt gyűrű motoroknál. A nagyobb fordulatszámú motorokat lassítani kell, ami áttételen keresztül valósulhat meg, ami azonban hatásfokcsökkenéssel jár. Teherviselő elemeknél általában a tömeg csökkentése a merevség csökkenését is eredményezi. Manapság elérhető szimulációs módszerek segítenek megtalálni az optimumot a két véglet között. A tervezés során alkalmazott topológiai optimalizálás segítségével megvalósítható a keresett célfüggvénynek megfelelő alkatrész tervezése, azonban a motor kiválasztásnál ezt nem tudjuk alkalmazni.

A probléma megoldása érdekében egy MATLAB függvényt készítettem a 2018-as londoni futam telemetria adatait felhasználva. Egy teljes gázadásos gyorsítás során vizsgálom a kérdést, ami egy 13 másodperces szakaszt jelent a versenyen, ez a szakasz a célegyenes utáni felgyorsítás szakasza, amit minden körben meg kell tenni. Ezekre az időintervallumokra vonatkozóan kigyűjtöttem a jármű pillanatnyi sebességét. Első lépésben a kigyűjtött sebesség-idő adatokat ábrázoltam, amit a 18. ábra is mutat. A sebesség jel zajjal terhelt, ezért a karakterisztikát aluláteresztő szűrővel finomítottam, ennek az alakja szintén a 18. ábrán látható.



18. ábra Járműsebesség alakulása a gyorsítás során

Egyszerűsítésképp a sebesség függését polinommal közelítettem, melynek alakja és pontos értéke a 19. ábrán látható. A további számítások során a szűrt és a polinom illesztéssel kapott sebesség adatokat is felhasználtam.



19. ábra Sebesség adatokra történő polinom illesztés

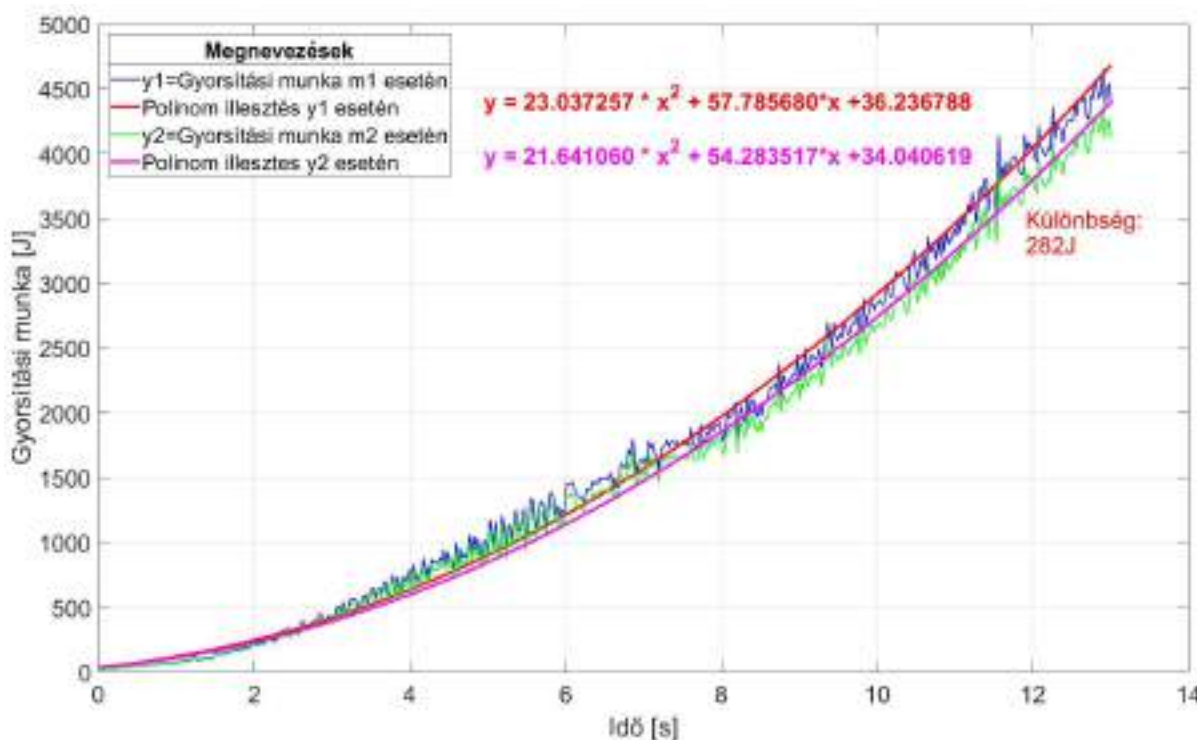
Az autó tömege 95 kg, a pilótáé 70 kg, így összesen $m_1=165$ kg-os tömeggel végeztem az első számításokat, ahol az egyes időpillanatok közötti sebességváltozások esetén számítottam ki a tisztán pontszerűnek vett tömeg felgyorsításához szükséges energiát, az 5. és 6. számú egyenlet alapján. A második esetben $m_2=155$ kg esetén, azaz 10 kg tömegcsökkentéssel végeztem el ugyanezeket a számításokat.

$$\Delta E_{mozg} = \frac{1}{2} * m * v_1^2 - \frac{1}{2} * m * v_2^2 \quad (5)$$

$$W = \Delta E_{mozg} \quad (6)$$

A tömegponton végzett munka csak a kezdeti és a befejező sebességektől függ, a munkatétel alapján pedig elmondható, hogy a gyorsítási energia megváltozása a tömegponton elvégzett munkával egyenlő.

A 19. ábrán mutatott sebesség karakterisztikához tartozó m_1 és m_2 tömeg felgyorsításához szükséges energia mennyiséget a 20. ábra szemlélteti. A szűrt adatokra és a polinommal közelített adatokra is elvégeztem a számolást. A motor becsült energiafogyasztása a tömeg felgyorsításán kívül még számos más ellenállást kell leküzdeni a hajtásnak, legfontosabb ilyen ellenállási tényezők a forgó alkatrészek gördülési ellenállása, beleírta a gumi gördülését, valamint a légellenállás.



20. ábra A tömeg felgyorsításához szükséges munka ábrázolása

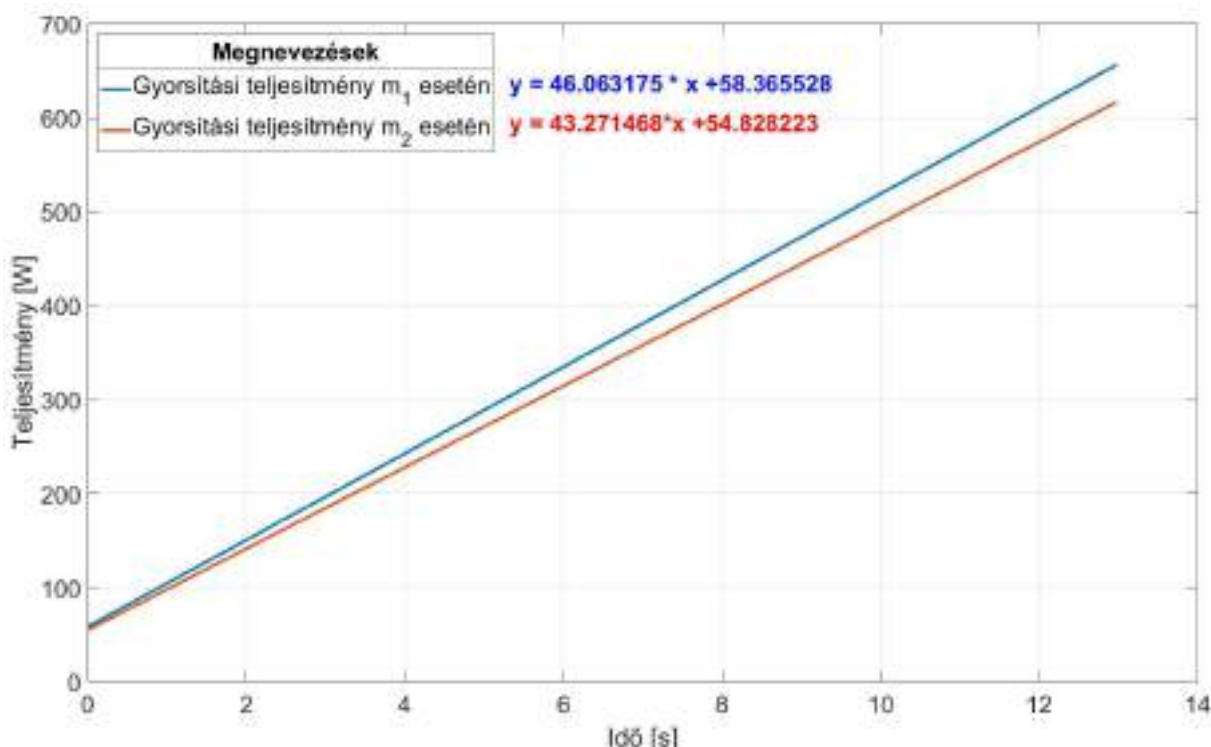
Ahogy az ábrán is látszik a két különböző tömegű rendszer felgyorsításának energiakülönbsége, a vizsgált 13 másodperces szakaszon 282 J. A verseny során az ilyen gyorsítási szakaszok ciklikusan fordulnak elő, és a 39 perces verseny alatt, versenypálya vonalvezetéstől függően, számos hasonló szakaszt tudunk megkülönböztetni.

A munkatétel alapján elmondható, hogy a testre ható erők eredője által végzett munka megegyezik a test energiájának megváltozásával.

$$P_{\text{átl}} = \frac{\Delta W}{\Delta t} \quad (7)$$

$$P = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} P_{\text{átl}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta W}{\Delta t} = \frac{dW}{dt} \quad (8)$$

A 8. egyenlet alapján látható, hogy a teljesítmény a munka idő szerinti deriváltja, így a 20. ábrán látható gyorsítási munkákat numerikusan deriválva kaptam meg a teljesítmény diagramokat bemutató 21. ábrát.



21. ábra A gyorsításhoz szükséges teljesítmény alakulása az idő függvényében

A teljesítmény függvény meredeksége kiválóan szemlélteti a különbséget a két vizsgált eset között. A számítások alapján elmondható, hogy a 20 kg-os hajtáslánc tömegének 50% csökkentése egy 13 másodperces gyorsítási szakaszon, 7% energia megtakarítást jelent. A vizsgálat eredménye alapján a tervezés egyik fő céljává olyan hajtó motorok alkalmazása került, melyek tömegcsökkentést eredményeznek, még

akkor is, ha közvetlen módon nem használhatók a jármű meghajtására.

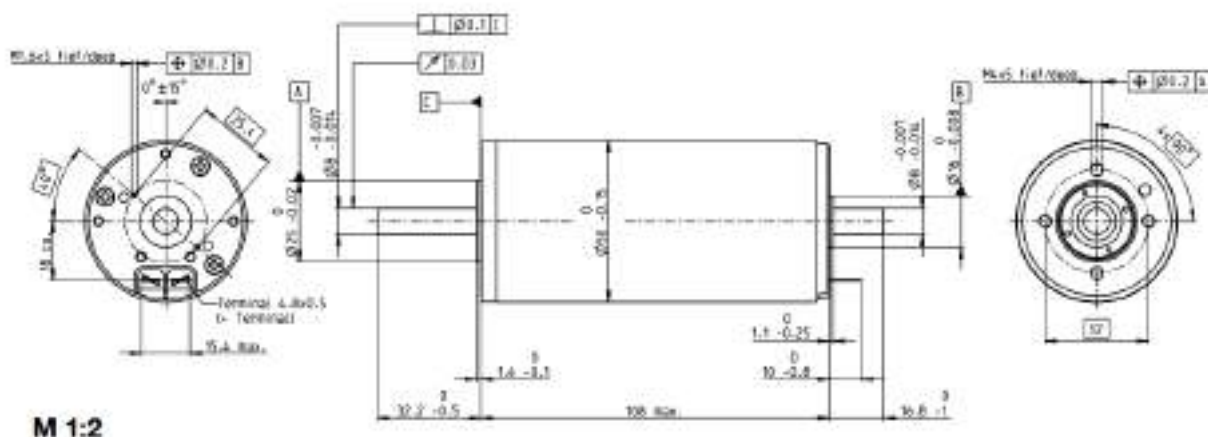
3.3. Motor kiválasztás

Az előző fejezetekben bemutatott konstrukcióelemzés és számítások után egyértelművé vált, hogy új típusú motorok felkutatásába kell kezdenem. A kiválasztás során a tömeg mellett, az elérhető nyomaték és fordulatszám párosok váltak fontos tényezővé. A nagy nyomatékkonstans mellett alacsonyabb fordulatszámú változatok előnyösek, mivel az alkalmazandó áttétel így csökkenthető. A jármű rendszerfeszültsége 48V, ennek megfelelő tekercseléssel rendelkező motorokat vizsgáltam. Először a nagy hatásfokú kefések DC motorok között talált legígéretesebb változatot mutatom be.

3.3.1. MAXON DC motor

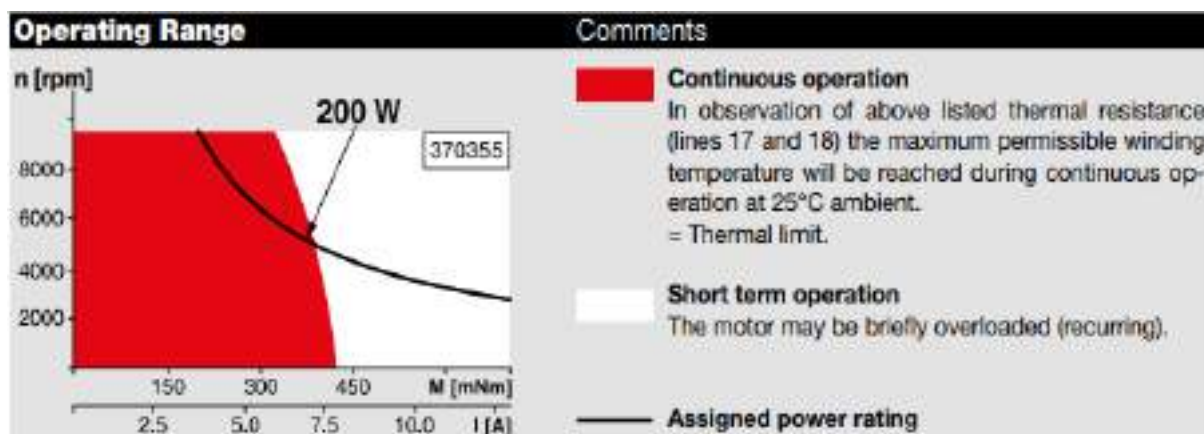
Az egyszerű felépítésű, minőségi változatok esetén is viszonylag olcsóbb kefések DC motorokkal gyakran találkozhatunk, ha a Shell Eco-marathon mezőnyének járműhajtásait vizsgáljuk. A Maxon motorok kínálatában megtalálható RE sorozat kifejezetten az energiahatékonyság jegyében készült. A legnépszerűbb típus az RE50 típusú motor, melynek nagy előnyei, hogy nagyon alacsony 1.1 kg-os tömeggel és a névleges munkapontjában 94% hatásfokkal rendelkezik. A motort a kedvező geometriai méretei mellett azért részesítik előnyben a versenyzők, mivel a vezérlése elektronikai oldalról sokkal egyszerűbb, mint egy PMSM vagy BLDC motornak. A hajtáshoz használt motorvezérlőnek, a versenyszabályok alapján, saját fejlesztésű elektronikának kell lennie. A villamos motorok általában a kihajtó tengellyel koncentrikusan elhelyezett, illesztő perem megvezetésével és csavarok segítségével rögzíthetők. Ezt az úgynevezett „face-mounted” típusú rögzítést alkalmazzák a RE széria esetén is. A motorok opcionálisan rendelhetők többféle szenzorral. Az RE motorokhoz hasonló villamos gépekben a vezérlés PWM (impulzusszélesség-moduláció) segítségével valósul meg, így itt az opcionális szenzorok a motor fordulatszámának visszacsatolására szolgálnak. Az RE 50 motor geometria méreteit a 22. ábra mutatja.

RE 50 Ø50 mm, Graphite Brushes, 200 Watt



222. ábra A Maxon RE 50 geometriai méretei [3]

A motorok a névleges üzemállapotuk mellett eltérő állapotokban is üzemeltethetők. Az RE 50-es típus üzemeltetési tartományait a 23. ábra mutatja.



233. ábra A Maxon RE 50 üzemeltetési tartományai [3]

A gyártók általában a névleges állapothoz tartozó adatokat szokták közölni annak érdekében, hogy a részterheléses vagy túlterheléses állapotokban is könnyen meghatározhatók legyenek a motor paraméterei, egy összefoglaló táblázatot készítettem, amit a 2. táblázatban mutatok be. A táblázatban látható motor adatokat a feltüntetett adatlapról, a járműre vonatkozókat, pedig mérésekből kaptam.

A táblázatban a számításokhoz feltüntettem a szükséges áttételeket is. Az RE 50 motor maximális névleges fordulatszáma 4620 1/min, ami a működési tartományunkba egy $i=10$ áttétel segítségével hozható.

Jármű adatok			
Elérhető villamos teljesítmény	1680 W	Motorvezérlő áramerősség	35 A
		Motorvezérlő feszültség	48 V
Motor adatok			
Névleges feszültség	48 V	Becsült hatásfok	92%
Névleges áramerősség	4,58 A		
Névleges villamos teljesítmény	219,84 W		
Folyamatos működési állapot			
Maximális folytonos nyomaték	0,42 Nm	Összesített áttétel	10
Névleges fordulatszám	4620 rpm	Becsült hatásfok	96%
Névleges teljesítmény	203,18325 W	Keréksebesség	45,479742 km/h
		Nyomaték a keréken	4,03368 Nm
		Nyomaték az első lépcső után	1,05 Nm
Áttétel 1. lépcsőben	2,5	Fordulatszám az első lépcső után	1848 rpm
Áttétel 2. lépcsőben	4		193,50785 rad/s
Szakaszos működési állapot			
Nyomatékkontans	0,0934 Nm/A	Összesített áttétel	10
Rövidzárási áram	78,9 A	Becsült hatásfok	96%
Túlvezérlési áram	12,5 A	Motorok száma	2
Nyomaték	1,1675 Nm	Keréksebesség	45,479742 km/h
Fordulatszám	4620 rpm	Nyomaték a keréken	22,42534 Nm
Teljesítmény	564,80105 W	Nyomaték az első lépcső után	2,91875 Nm
Áttétel 1. lépcsőben	2,5	Fordulatszám az első lépcső után	1848 rpm
Áttétel 2. lépcsőben	4		193,50785 rad/s

2. táblázat A Maxon motorhoz készített hajtáselemzési táblázat

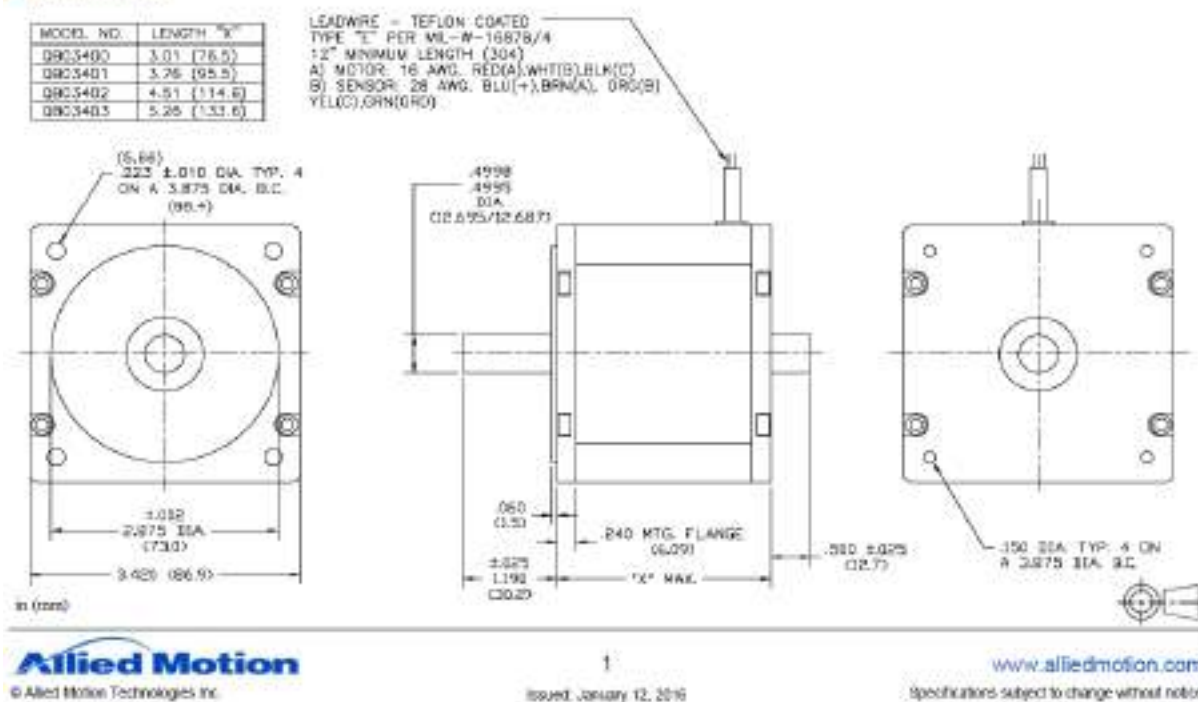
3.3.2. Allied Motion Quantum sorozat

A Maxon RE sorozat kefések DC motorjai mellett a másik bizakodásra okot adó opció az Allied Motion gyártó Quantum sorozata volt. Ebben a szériában szereplő motorok PMSM motorok, ami azt jelenti, hogy a vezérlésük teljesen különbözik az előzőekben bemutatott Maxon motortól. A PMSM vezérlését általában mezőorientált áramvektor szabályozással oldják meg, ami az impulzus szélesség modulációnál sokkal kifinomultabb vezérlési forma, itt a vezérlő szinuszos hullámokkal operál. A versenycsapatok a bonyolultabb vezérlés miatt ritkán választanak ilyen típusú villamos gépeket, azonban a mi motorvezérlőnk gond nélkül alkalmas PMSM irányításra is. Az áramvektoros szabályozás miatt fontos, hogy a vezérlő tudja a rotor pillanatnyi pozícióját. A legtöbb esetben egy inkrementális jeladó szolgáltatja a folyamatos pozíciót, ebben az esetben az abszolút helyzet információ hiányában, az első motorfordulatot a vezérlő HALL szenzorral teszi meg, ezután vált át enkóderre. A motor gerjesztésének megszüntetésével az abszolút pozíció információ elveszik, ezért minden

első indításnál van szüksége a vezérlőnek a Hall szenzor jelére. Abszolút jeladóval rendelkező motornál a Hall szenzor nem szükséges.

A szériában megtalálhatók 24V, 40V és 130V tekercsfeszültségű motorváltozatok is. Számomra a 40V változatok közül a QB03403 számú motorváltozat a legmegfelelőbb a magas nyomatékkonstansa miatt. A 441W névleges teljesítmény közel azonos 2 db Maxon RE 50 teljesítményével, amit a legtöbb versenycsapat alkalmaz. A Quantum sorozat szabványos NEMA burkolatokat használ, az esetben a NEMA34 méretű változatban található a QB03403 típus. A NEMA szabvány nagy előnyei, hogy később más típusú, megegyező NEMA burkolatos motorokat illeszthetünk a hajtásláncba különösebb módosítások nélkül. Az Allied Motion QB03403 motorjának műszaki rajza a 24. ábrán látható.[5]

DIMENSIONS



24. ábra Allied Motion QB03403 geometria méretei [5]

A motor burkolat a nemzetközi védettségmegjelölés szabványa alapján IP 65 besorolású, azaz teljes mértékben védett por ellen továbbá alacsony nyomású vízszugár ellen is. A beépítése környezetben csak a por elleni védelem a fontos, hiszen a közelben lévő elektronikai eszközök miatt a vízzel történő érintkezést kizárjuk. A korábban kifejtett motorvezérlés miatt a motorok elérhetők enkóderrel, rezolverrel, valamint integrált Hall szenzorral. A ritkaföldfém NdFeB mágneseknek köszönhetően a

motorok nagy hatásfokkal rendelkeznek. Hasonlóképp az előző motornál, itt is egy táblázatban foglaltam össze a motor adatait, és az előzetes áttétel számításait. Az összefoglalást a 4. táblázat mutatja.

Jármű adatok			
Elérhető villamos teljesítmény	1296 W	Motorvezérlő áramerősség	27 A
		Motorvezérlő feszültség	48 V
Motor adatok			
Névleges feszültség	40 V	Tömeg	3,83 kg
Névleges áramerősség	16,7 A		
Folyamatos működési állapot			
Maximális folytonos nyomaték	3,03 Nm	Összesített áttétel	4
Névleges fordulatszám	1391 rpm	Becsült hatásfok	98%
Névleges teljesítmény	441,33298 W	Keréksebesség	34,931488 km/h
Áttétel	4	Nyomaték a keréken	11,8776 Nm
Szakaszos működési állapot			
Nyomatékkontans	0,1814 Nm/A	Összesített áttétel	4
Rövidzárási áram	91 A	Becsült hatásfok	98%
Túlvezérlési áram	27 A	Motorok száma	1
Nyomaték	4,8978 Nm	Keréksebesség	34,931488 km/h
Fordulatszám	1391 rpm	Nyomaték a keréken	19,199376 Nm
Teljesítmény	713,38637 W		
Áttétel 1. lépcsőben	4		

3. táblázat Allied Motion QB03403 összefoglaló táblázata

A fenti táblázatban is látható, hogy a Quantum motornál elég $i=4$ -es áttétel alkalmazása, hogy elérjük a szakaszos működési állapotban a 20 Nm nagyságú nyomatékot. Jellemzően ilyen működési állapot a tömeg jelentőségének számításakor vizsgált rövid gyorsítási ciklus. A következő fejezetben a bemutatott két motor köré épített hajtáslánc tervezési lépéseit mutatom be.

3.4. A hajtáslánc változatok tervezése és szimulációja

A motor kiválasztásnál már ismertettem az előzetes áttétel számításokat, amik a megfelelő üzemállapot eléréséhez szükségesek. A mostani fejezetekben ezeknek a számításoknak a részletes kifejtése, valamint modell szintű megvalósítását mutatom be.

3.4.1. Kétfokozatú hajtómű tervezése a Maxon motorhoz

A korábbi Maxon motor összefoglaló táblázatából látható, hogy a szükséges nyomaték elérését és a fordulatszám csökkentését két lépcsőben képzeltem el megvalósítani. Minél több lépésben alakítjuk át a forgómozgást, annál több veszteséget

generálunk, azonban a helyigény és az egyszerű megvalósítás miatt döntöttem úgy, hogy az $i=10$ -es áttételt szétbontom két részre. Az első lépésben egy fogaskerék hajtóművel érem el az $i=2,5$ lassítást, valamint ebben a hajtóműben biztosítok lehetőséget két motor elhelyezésére, amivel igény esetén a teljesítményt tudom megduplázni. A fogaskerék kapcsolat kialakításakor igyekeztem a tengelytávolságot minimalizálni, hogy a hajtóműház befoglaló méreteit redukáljam. A kiszámolt fogaskerék kapcsolatot a hajtó fogaskerék jobb és bal oldalára, egymásra szimmetrikusan helyeztem el. A számolás során törekedtem arra, hogy lehetőleg kereskedelmi forgalomban megtalálható fogaskereket használjak, ezért egy általános fogazat mellett döntöttem, profileltolás nélkül. A számítást az Autodesk Inventor 2019 tervezőprogram beépített moduljával végeztem el. A fogaskerékhajtás kiszámolt értékeit a 4. táblázat tartalmazza.

Fogaskerék kapcsolat		
Jellemző	Jelölés	Érték
Áttétel	i	2,5
Modul	m	1,5
Fogszélesség	b	17 mm
Hajtó fogaskerék fogszáma	z_1	30
Hajtott fogaskerék fogszáma	z_2	75
Tengelytávolság	a	78,75 mm
Kapcsoló szög	α	20°

4. táblázat A kiválasztott fogaskerékkapcsolat adatai

A Maxon motor alacsony nyomatéka miatt nem szükséges fémes alapanyagú fogaskerék alkalmazása sem a hajtó, sem a hajtott fogaskeréknél, mivel a terhelést technopolimerből készült fogaskerekek is elviselik. A kiskeréken alkalmazható maximális nyomaték 6,8 Nm, a nagykeréknél 42,7 Nm, ezek az értékek az üvegszálerősítésű poliamidnak köszönhetők. A fogaskerék tengelyrögzítésénél a nagykerék esetén hagyományos reteszhornyos kialakítást választottam, a kiskeréknél pedig egy 3D nyomtatással előállítható alakzáró betétet terveztem. Az alakzáró betét külseje a szintén hornyolt kiskerékbe illeszkedik, a belső felülete pedig a Maxon motor lelapolására. A betét hossza úgy van kialakítva, hogy a motor csapágának a belső gyűrűjén felütközzön. A fogaskerékkapcsolat összeállítási modelljét a 25. ábrán szemléltetem.

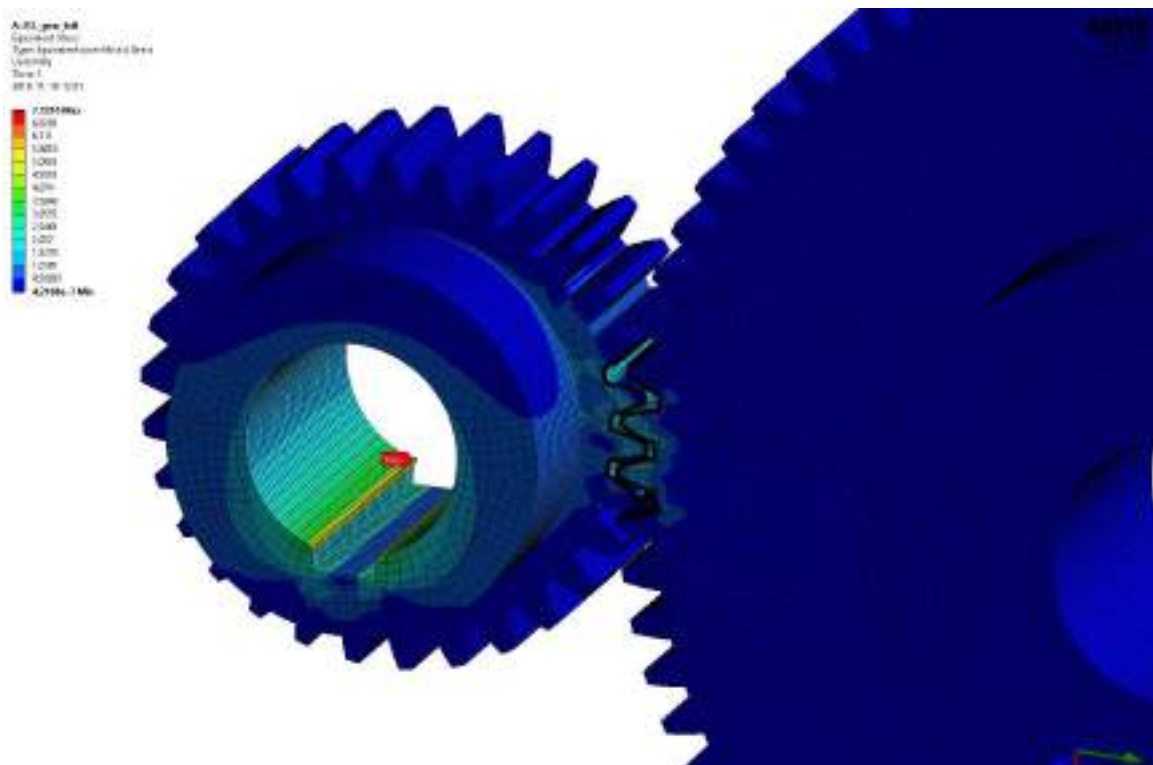


25. ábra A fogaskerékkapcsolat 3D CAD modellje

A fogaskerék kapcsolatot végelelemes szimulációval ellenőriztem az Ansys 2019 R1 szoftverének segítségével. A szimuláció során a statikus helyzetben vett feszültség eloszlást vizsgáltam egy 5x biztonsági tényezővel ellátott nyomaték terhelés esetén. A hálózás során a multizone algoritmust használtam, valamint a fogazat érintkező felületein 12 felületi rétegben végeztem el a lokális háló simítást. A szimuláció főbb értékeit az 5. táblázatban foglaltam össze. A szimuláció eredményét tartalmazó 26. ábrán megfigyelhetjük, hogy a reteshornyon és a fogfelületen kívül máshol nem tapasztalható jelentősebb változás a feszülteeloszlásban. Az említett helyeken is jelentősen a ~ 80 MPa folyáshatár alatt van a von-Mises feszültség

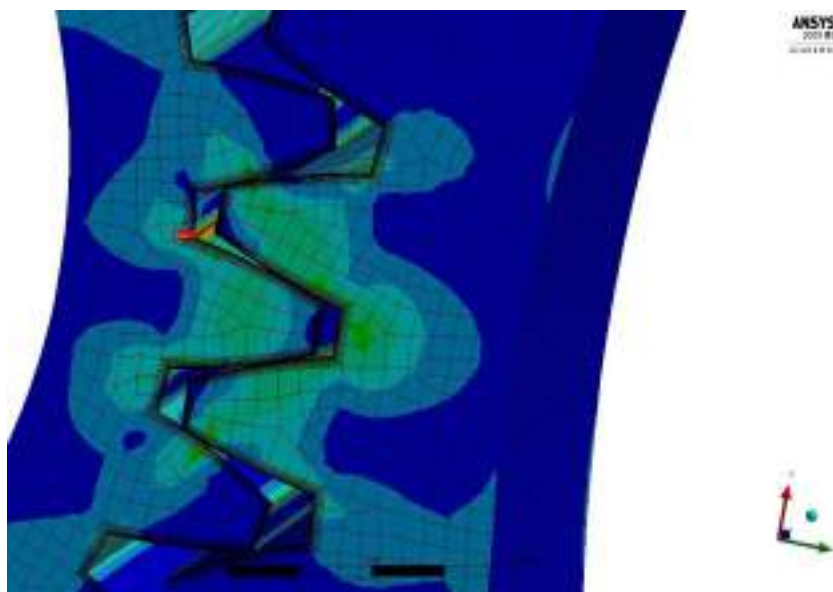
Fogazat FEM szimuláció	
Jellemző	Érték
Alapanyag	Poliamid
Terhelés	10 Nm
Hálózás típusa	Multizone
Átlagos elemméret	1 mm
Csomópontok	991 753
Maximális redukált feszültség	7.1295 Mpa

5. táblázat A fogaskerék FEM szimuláció összefoglalása



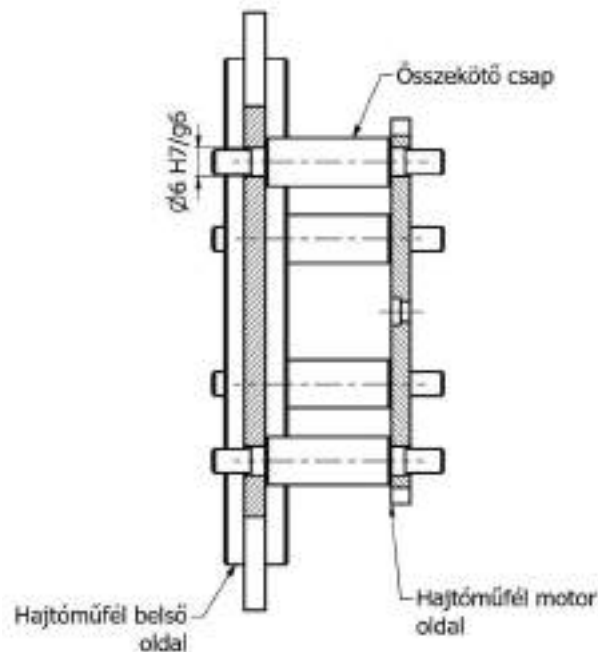
26. ábra Fogaskerék szimuláció eredményei

Egy másik szimulációban kizárólag a fogfelületek feszültségeloszlását vizsgáltam, a szimuláció gyorsítása érdekében, csak a fogazatot modelleztem. Ugyanolyan elemnagyság mellett a hálósomópontok számát sikerült közel 75%-kal csökkentenem, ezzel egyenes arányban csökkent a szimuláció megoldásának időtartama is. A 27. ábrán látható, hogy a statikus szimuláció során a fogárokbán ébred a legnagyobb feszültség.



27. ábra A fogazatban ébredő feszültségek eloszlása statikus szimuláció esetén

A fogaskerékkapcsolat elhelyezését egy könnyűszerkezetes, szerelhető hajtóműházban képzeltem el. A hagyományos hajtóműházaktól eltérően egy nyitott megoldásban gondoltam, mivel olajfürdő nem szükséges a fogaskerek üzemeltetéséhez. A hajtóműházat két egyedi, forgácsolt elemből terveztem, amiket összefogató csapok segítségével rögzíték egymáshoz. A két hajtóműház fél közül a belsőhöz csatlakozik a bi-stabil elektromágneses tengelykapcsolót rögzítő harangszerű elem, a külső motor oldalihoz pedig a motorok. A két fél összekapcsolásáért felelős csapok nem csak a hajtóműház felek rögzítését, de a pozicionálást is megoldják. A 28. ábrán látható metszeti képen látszik, hogy a csapok vállainál illesztjük az alkatrészeket laza illesztéssel. Az összekötő csapok végén M5-ös orsómenet található, aminek segítségével csavarkötéssel oldom meg az alkatrészek rögzítését.

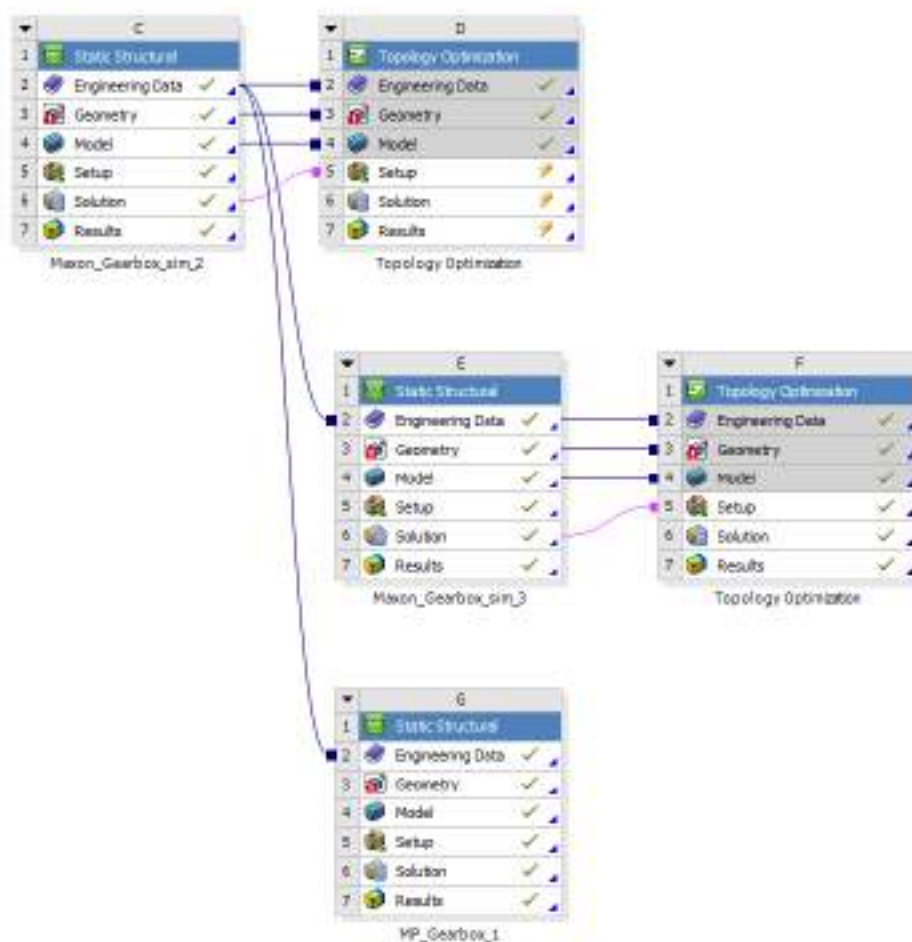


28. ábra A hajtóműház összeállítás egy metszeti képe

A fenti ábrán is látható két hajtóműfél geometriai kialakításánál topológiai optimalizálásra épülő szimulációkat használtam. Mindkét alkatrész esetében viszonylag kevés megkötés van a formára vonatkozóan, ezért az optimalizálás hatékonyan használható. A motor oldali elemnél a fogaskerékhajtás tengelytávja és a Maxon motor rögzítési pontjai a főbb korlátozó tényezők. A belső félnél pedig a bi-stabil elektromágneses tengelykapcsoló rögzítési pontjai.

A módszer lényege, hogy több iterációban a szoftver a megadott célfüggvények és

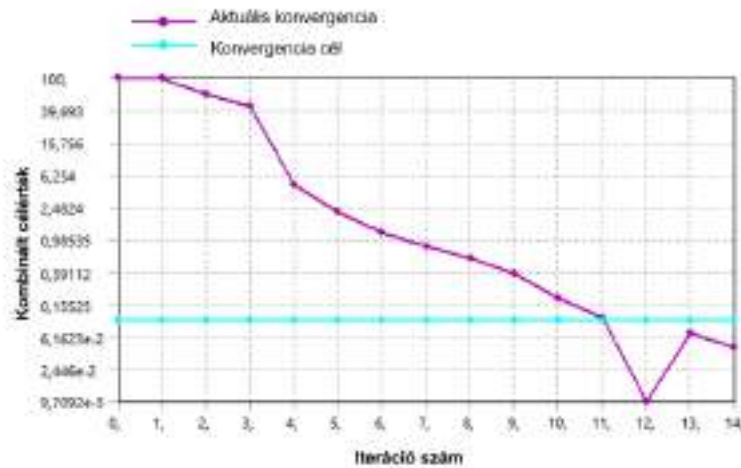
kényszerek alapján a végelem háló egyes részeit eltávolítja, majd megvizsgálja, hogy az így kialakult szerkezet milyen tulajdonságokkal rendelkezik. Az iterációs eljárás addig folytatódik, míg a megoldás nem konvergál megfelelő biztonsággal a kívánt célhoz. A szimuláció felépítése hasonlóan néz ki, mint egy statikus állapotú szilárdságtani végelem szimuláció. A geometria meghatározása után hozzárendeljük az anyagmodellt, majd elkészítjük a végelem hálót. A peremfeltételek megadása után pedig a szimuláció megoldható, kiértékelhető. Az Ansys statikai moduljához tartozó optimalizálási modul a 29. ábra szerint hozzárendelhető a megoldott végelem szimulációhoz.



29. ábra Az alkalmazott Ansys Workbench modulok kapcsolatai

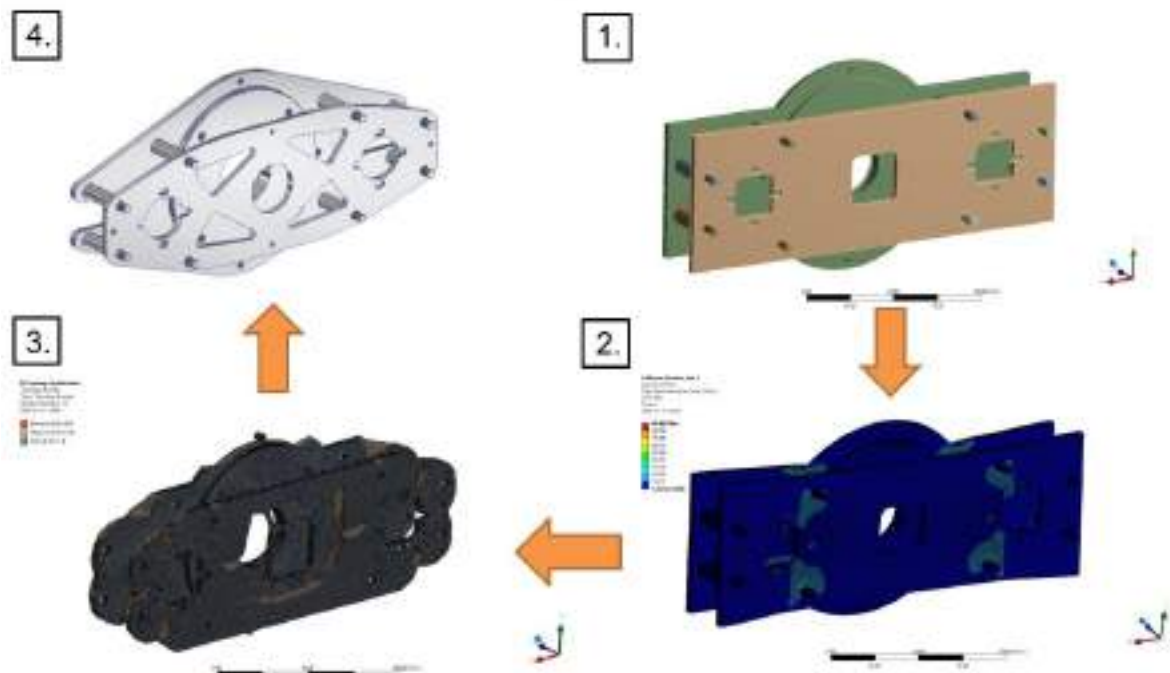
A hozzárendelt modulban állítható be a már említett célfüggvények és kényszerek. A hajtóműház szimulációjánál egy 50%-os tömegcsökkentés elérése volt a célfüggvény, a kényszereknél pedig geometriai kizáró kényszereket alkalmaztam, hogy a csatlakozó felületeket a szimuláció figyelmen kívül hagyja az optimalizálás során. A 29. ábrán látható a szimulációs modell kapcsolatrendszer, az anyagmodelleket tartalmazó 2-es

modul az összes vizsgálat során megegyezik, a 3-as modulban lévő geometria elemek különböznek. Minden egyes különböző hajtóműház verzió esetén elvégeztem a statikus szilárdságtani szimulációt, amihez topológiai optimalizálást is rendeltem. A szimuláció megoldási időtartama jelentősen hosszabb, mint egy egyszerű FEM szimulációnál megszokott, hiszen minden egyes iterációs lépésben egy komplett rész-szimuláció fut le. A 30. ábrán látható, hogy a végső eredményhez 14 iterációra volt szükség.



30. ábra A topológiai optimalizálás időbeli folyamata

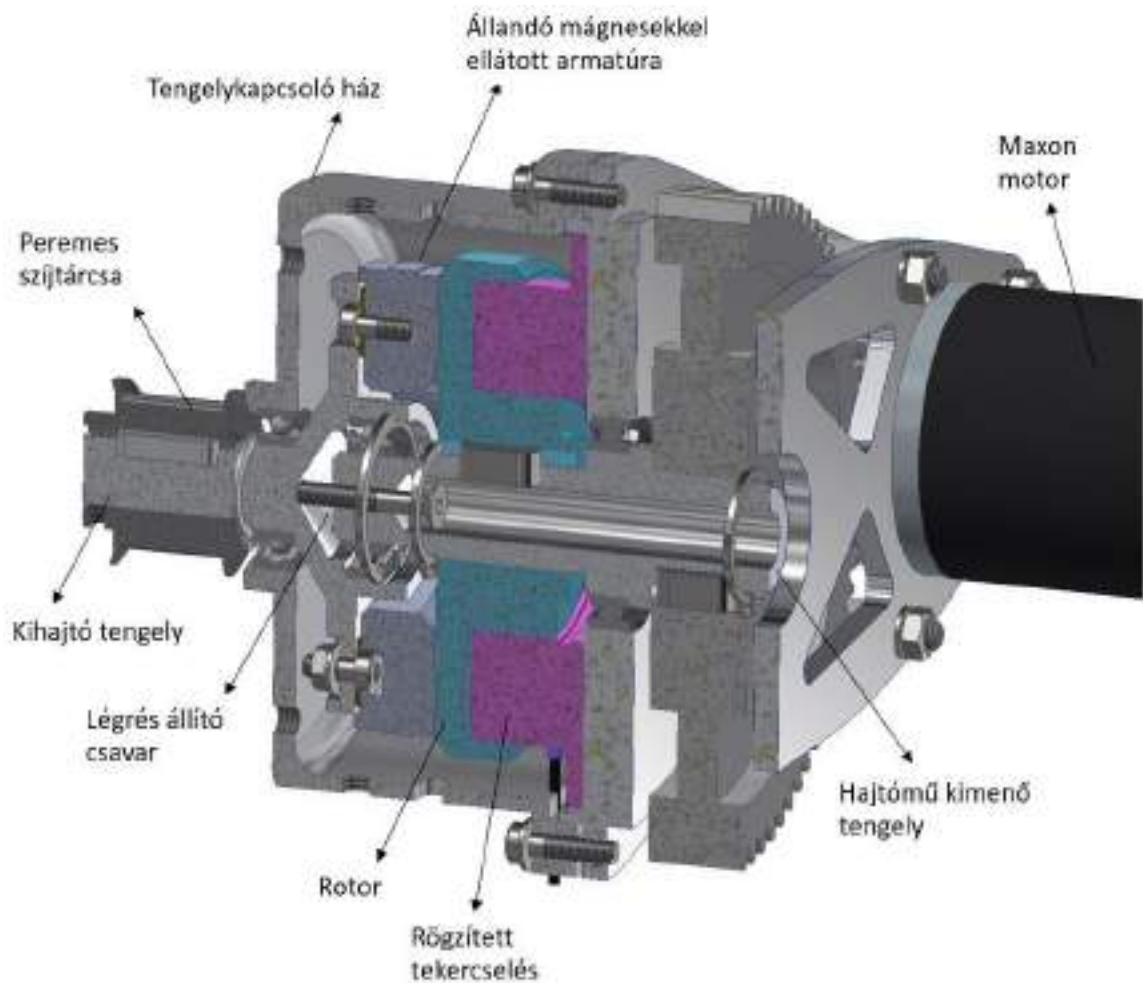
Rendszerint egy egyszerűsített geometriájú modellből indultam ki, a hálózás és a megoldás megkönnyítése érdekében. A 31. ábrán láthatók az optimalizálási folyamat lépései.



31. ábra A topológiai optimalizálás lépései

Az 1. lépésben az említett egyszerűsített modell inicializálása történik, a megadott peremfeltételek alapján a végeelem szimuláció lefut. A 2. képen látható a statikus szimuláció eredménye, ennél a pontnál illesztjük az optimalizáló modult a szimulációs munkatérbe. A 3. lépésnél már az optimalizáló nyers szoftveres megoldását láthatjuk, melyhez 14 iterációs lépést kellett elvégezni. Ezután a kapott alakzat .stl formátumban exportálható, és további, főleg gyártástechnológiai szempontokat figyelembe véve kialakíthatjuk a végleges CAD modellt. A 4. lépésben a finomított CAD modell, a szimuláció és a tervezés végeredménye látható.

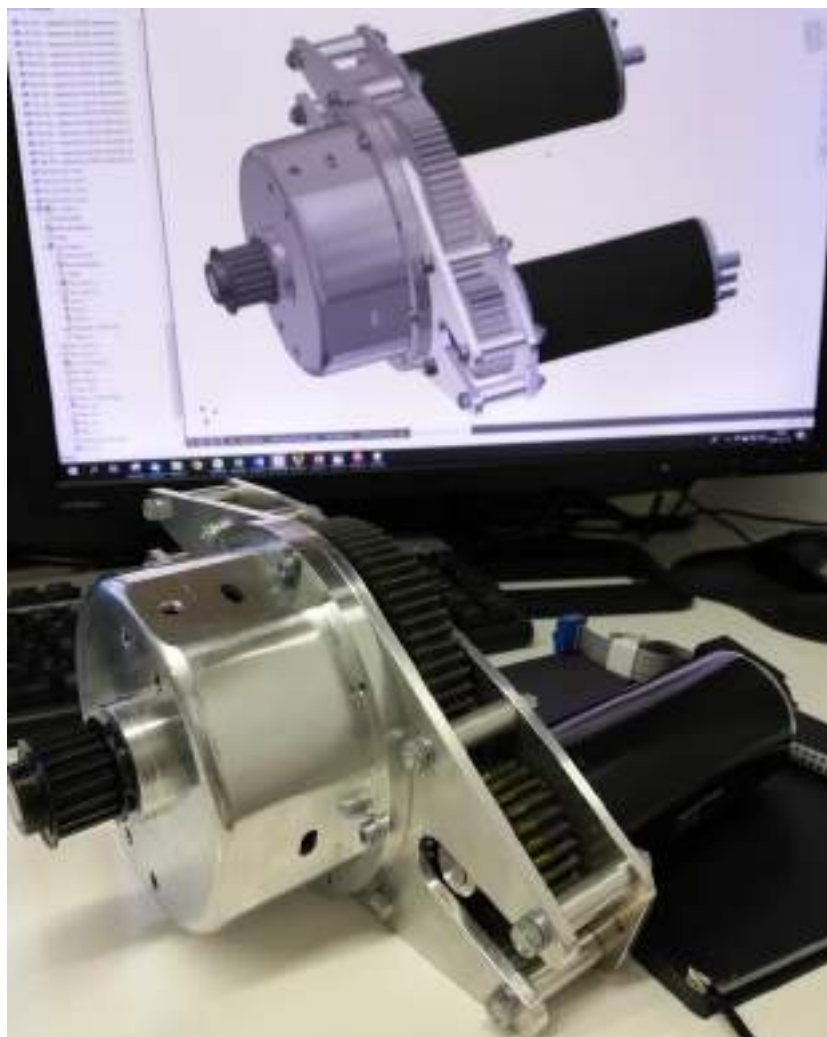
A hajtóműház belső feléhez kapcsolódik a bi-stabil tengelykapcsoló, amit kigurulásos szakaszok veszteségenerációjának csökkentése miatt alkalmaztam, mivel szabadonfutáskor a tengelykapcsoló a hajtóművet leválasztja a kerék oldalról, így csökkenti a jármű ellenállását. A tengelykapcsoló érzékeny a tengelyirányú hibákra, ezért egy házban helyeztem el, ami biztosítja a megvezetését. A ház kialakítását úgy terveztem, hogy minimális változtatásokkal lehessen cserélni a hajtást, ezáltal könnyen lehetőségünk van váltani a tengelykapcsolós hajtásról egy tengelykapcsoló nélküli hajtásra. Az ehhez hasonló modularitást a tervezési céloknál is kiemeltem, hiszen nagyon sok váratlan tényező merülhet fel egy verseny során, amit a helyszínen gyorsan kell orvosolni. Ilyen esetben térül meg az a többlet idő, amit a tervezési és gyártási fázis alatt a moduláris megoldások kialakítására fordítottunk. A 32. ábrán látható a tengelykapcsolóház metszeti képe. A motor oldalról elindulva láthatjuk a szerelt hajtóművet, ahol a hajtott fogaskerék egy reteszkapcsolattal csatlakozik a hajtómű kimenő tengelyéhez. Ez a tengely még a belső oldali hajtóműfélben van csapággal megvezetve, ennek a csapágnak a szélessége határozta meg a hajtóműfél szélességét. A hajtóműfél túloldalán tudjuk rögzíteni és illeszteni a bi-stabil tengelykapcsoló tekercselését tartalmazó állórészt. Az egytengelyűséget egy illesztő perem biztosítja a tengelykapcsoló és a hajtóműház fél között.



32. ábra A tengelykapcsoló ház metszeti képe a modelltérben

A tengelykapcsoló rotorja a hajtómű kimenő tengelyére kapcsolódik, a nyomatékátvitelről szintén reteszkötés gondoskodik. Az állandó mágnesekkel ellátott armatúra, a tengelykapcsoló elváló része, már a kihajtó tengelyen helyezkedik el. A kihajtó tengely és az armatúra közötti deformálódó közdarab gondoskodik a tengelykapcsoló visszatérítéséről, így áll vissza a légrés kapcsolás után. A hajtómű tengely és a kihajtó tengely pozicionálásáról a közös csapágyazás gondoskodik. A kihajtó tengelyen lévő peremes szíjtárcsa reteszkötéssel és két darab 60°-ban eltolt hernyócsavarral kapcsolódik a tengelyhez.

A Maxon motorokat tartalmazó hajtáslánc fő egysége a 33. ábrán látható. Ez a hajtásátalakító egység egy 4-es áttételű szíjhajtáson keresztül kapcsolódik majd a hajtott kerékagyhöz, aminek a tervezését a következő fejezetekben mutatom be.



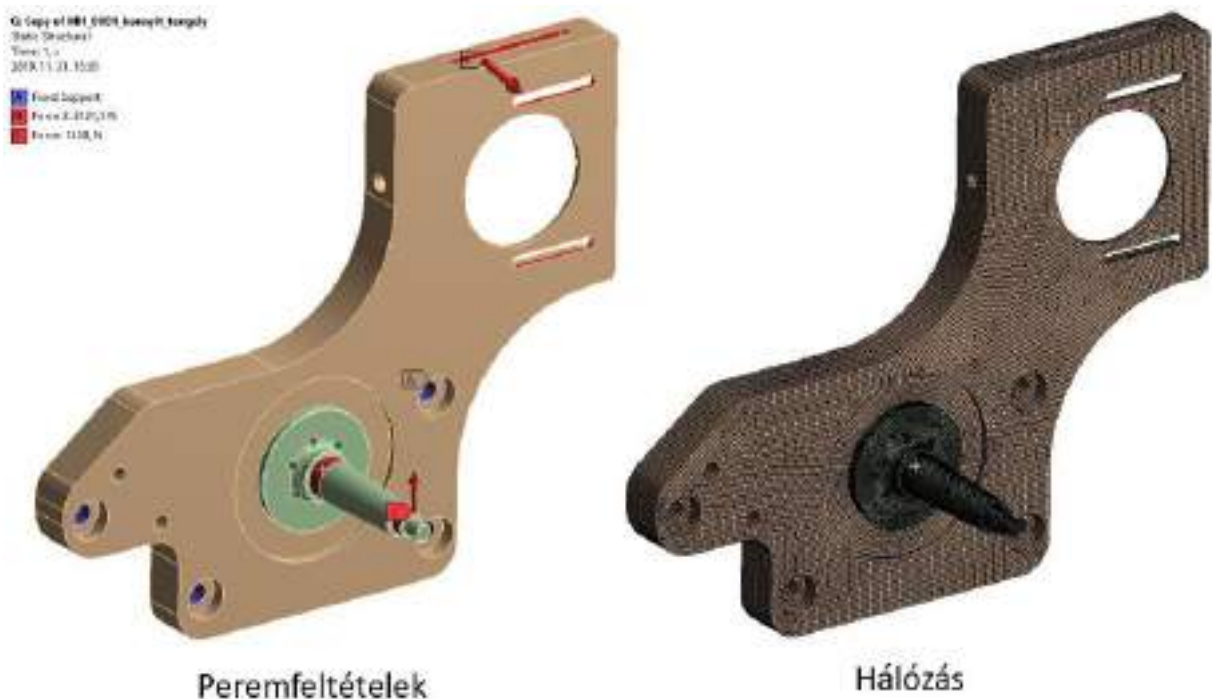
33. ábra A megvalósult Maxon hajtás főegysége

3.4.2. Allied Motion elektromos motorhoz tervezett hajtás

Az előző Maxon motorokat tartalmazó kétlépcsős hajtómű összetettebb és több hibalehetőséget és lehetséges pontatlanságot hordoz magában, mint a most bemutatásra kerülő Allied Motion villamosmotorhoz tervezett hajtás. A motor karakterisztikájából adódóan itt nem volt szükség hajtóműre, csupán a motort kellett megfelelően rögzíteni, és illeszteni a hajtásközvetítő elemeket.

Mindkét hajtásváltozat a kerékagyhoz szíj vagy lánchajtással kapcsolódik, ezeknek a vonóelemeknek a feszítését legkisebb veszteséggel, a tengelytávolság változtatásával érhetjük el. A tengelytávolság változtatáshoz egy olyan univerzális motortartó adaptert terveztem, ami alkalmas a Maxon motoros hajtás egység és az Allied Motion hajtás befogadására is. Erre az úgynevezett motortartó adapterre rögzítem a motorokat,

valamint a kerékagy álló tengelyét. A hajtáslánc legnagyobb tömegű és méretű alkatrészéről lévén szó, ismét alkalmaztam az előzőekben bemutatott topológiai optimalizálás módszerét. Első lépésként a furatokkal és kapcsolódási interfészekkel ellátott adaptert vizsgáltam egy összeállításban, ahol a kerékagy álló tengelyéhez kapcsolódik. Ez az álló tengely viseli a kerékagy terheléseit és továbbítja az adapter, majd a hátsó felfüggesztés felé. Az adapteren 2 mm-es, a tengelyen 1 mm-es hexaéder hálót alkalmaztam, amire a nagyobb befoglaló méretek miatt esett a választásom. A hexaéderekből álló háló kisebb elemszámból tudja felépíteni a végeselem modellt, mint egy tetraéderes, viszont bonyolultabb formákat nehéz hálózni vele. Az esetemben nem szabadfelületekről van szó, ezért pár modellszintű egyszerűsítés után könnyedén fel lehet építeni a hálót. A megfogásokat a felfogató furatoknál helyeztem el. A megfogásokat és a hálózást a 34. ábrán szemléltetem.



34. ábra Motor adapter szimuláció peremfeltételei és hálózása

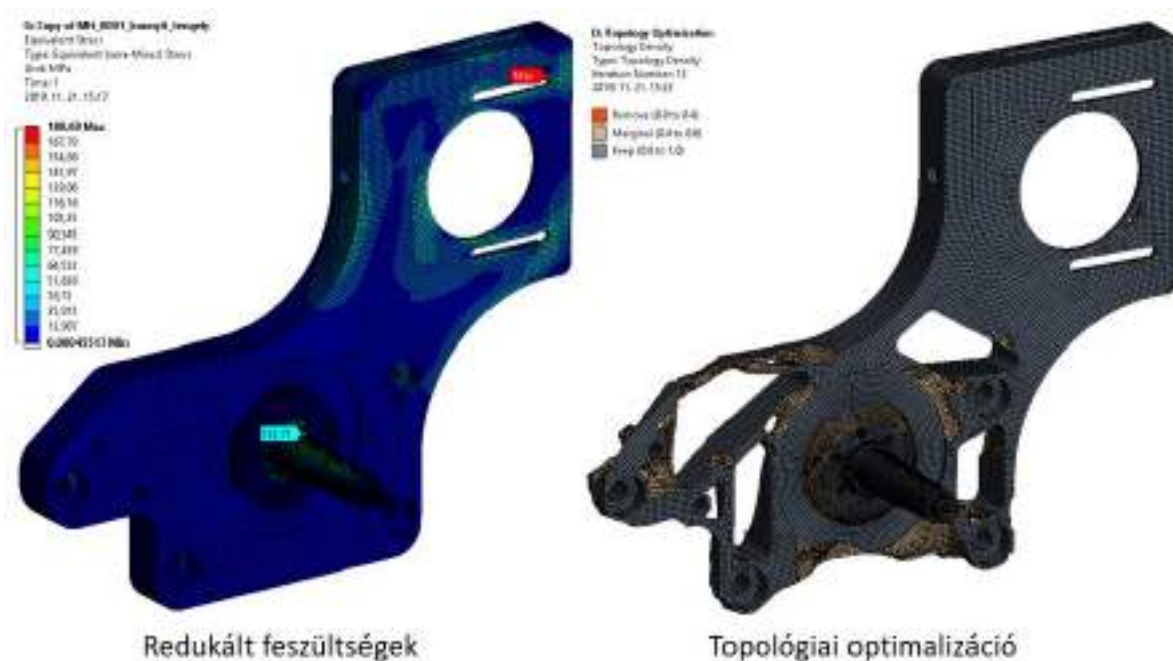
A szimuláció adatainak összefoglalását a 6. táblázat tartalmazza, a terhelések most is biztonsági tényezővel láttam el, azonban így sem közelíti meg a maximális redukált feszültség a EN AW 7075 alumínium (AlZn5,5MgCu) folyáshatárát, ami minimum 390 MPa. A versenyjármű teherviselő elemeinél különösen előnyös az ilyen nagy szilárdságú hőkezelt alumínium ötvözetek alkalmazása, hiszen alacsony sűrűségük mellett kielégítő folyáshatárral rendelkeznek. Természetesen kompozit anyagok esetén

ez az arányszám még nagyobb, azonban a költség oldalt is figyelembe kell venni, amellett, hogy az illesztések megoldása kompozit elemeknél sokkal nehezebb.

Adapter FEM szimuláció	
Jellemző	Érték
Alapanyag	EN AW 7075
Terhelés B	1250 N
Terhelés C	2121 N
Hálózás típusa	Hexaéder
Átlagos elemméret az adapteren	2 mm
Átlagos elemméret a tengelyen	1 mm
Csomópontok	475 472
Maximális redukált feszültség	180,69 Mpa

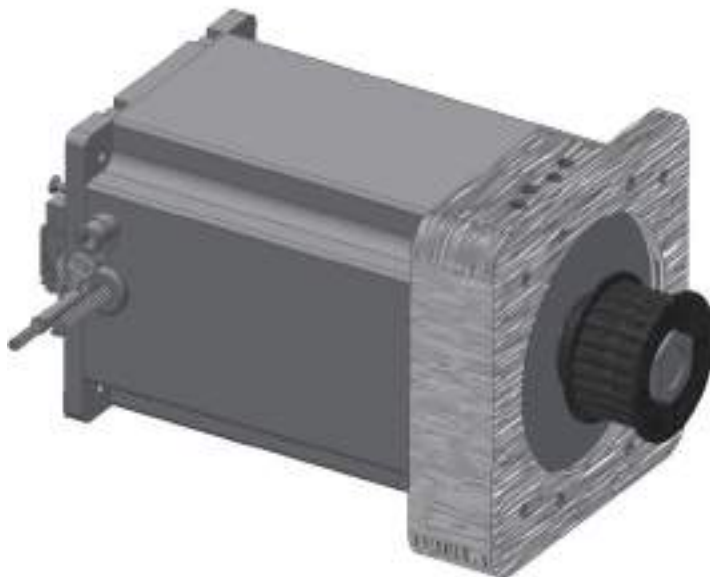
6. táblázat Az adapter szimulációjának összefoglaló táblázata

A hagyományos szilárdságtani szimuláció után alkalmazott topológiai optimalizálás végeredményei a 35. ábrán láthatók, segítségükkel közel 25%-os tömegcsökkenést értem el. Az előzőkhez hasonlóan itt is több szimulációs esetet vizsgáltam, valamint további kényszereket alkalmaztam a folyamat során, ezek leginkább a tervezést követő gyártási folyamatokat könnyítették meg.



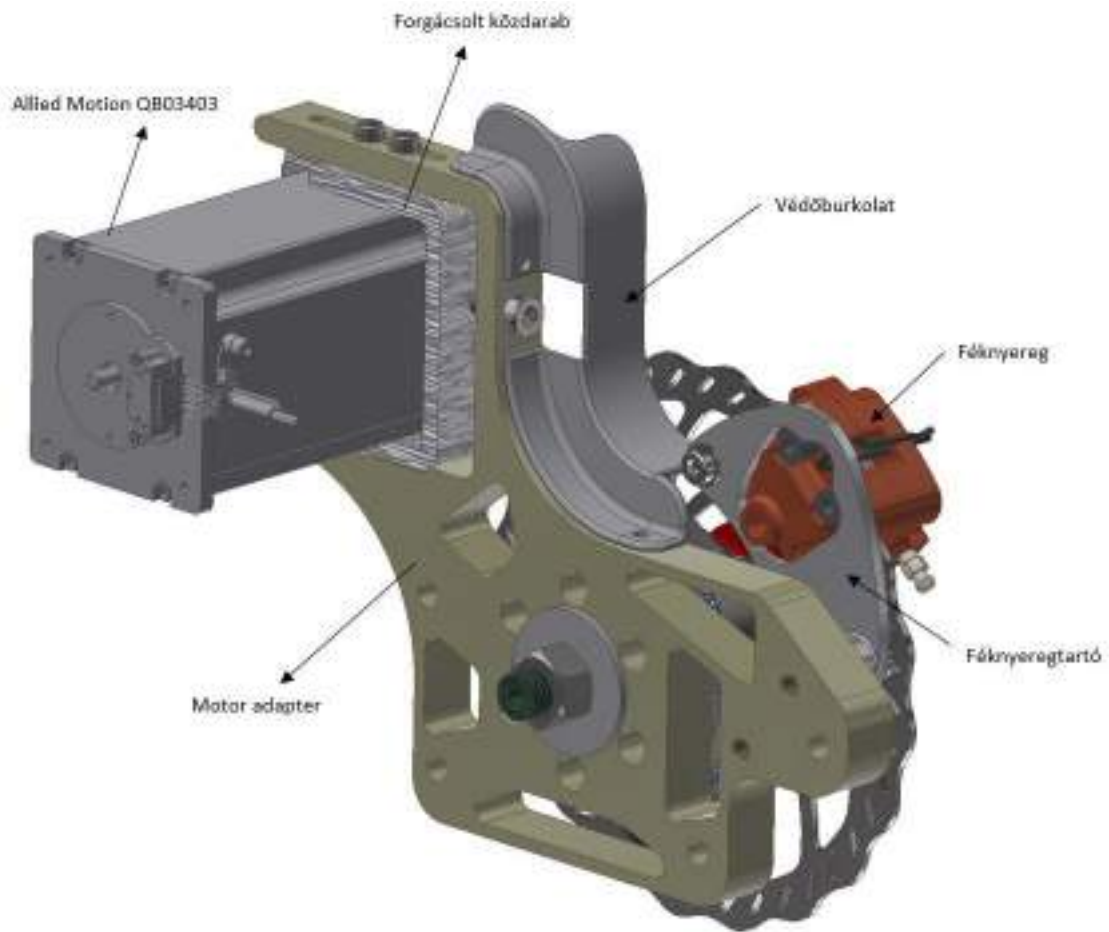
35. ábra Motortartó adapter szimulációjának végeredményei

Az adapter furatainak helyét a motor felfogatások és a fékrendszer alkatrészei szabták meg. A motort egy forgácsolt közdarabba ültettem, aminek a homlokfelületén túl még két rögzítési pontja van, így összesen 6 helyen tudjuk rögzíteni a motortartóhoz. Az Allied Motion Quantum QB03403 motorjának modelljét, a közdarabbal és szíjtárcsával szerelve, a 36. ábrán mutatom be.



36. ábra Allied Motion QB 03403 közdarabbal és szíjtárcsával szerelve

A motor inches méretekkel rendelkezik és a tengelyvég kialakítása hengeres, ezért a szíjtárcsát nem tudom a korábban bemutatott módon reteszkötéssel rögzíteni. A szíjtárcsák rögzítésére többféle kúpos szorítós megoldás létezik, azonban ilyen alacsony tengelyátmérőnél (1/2”) egyedül a kompakt szorítógyűrűk jöhetnek számításba. A Fenner Drives Trantorque Mini® szorítója pont ilyen, valamint elérhető inches méretekben is. A működése nagyon egyszerű, a gyártói tűrés szerint megmunkált ($\pm 0.08\text{mm}$) tűrésű, zsírtalanított hengeres felületekre illesztett gyűrű a meghúzási nyomatékára húzva erőzáró kötést hoz létre egyszerre a tengelyen és az agyban is. Az elektromos motortartó adapteren történő elhelyezést az 37. ábra mutatja. Az adapter oldalán lehetőség van a vonóelemek feszítését egy állítócsavarral pontosan hangolni.



37. ábra Az Allied hajtás elhelyezése a motortartó adapteren

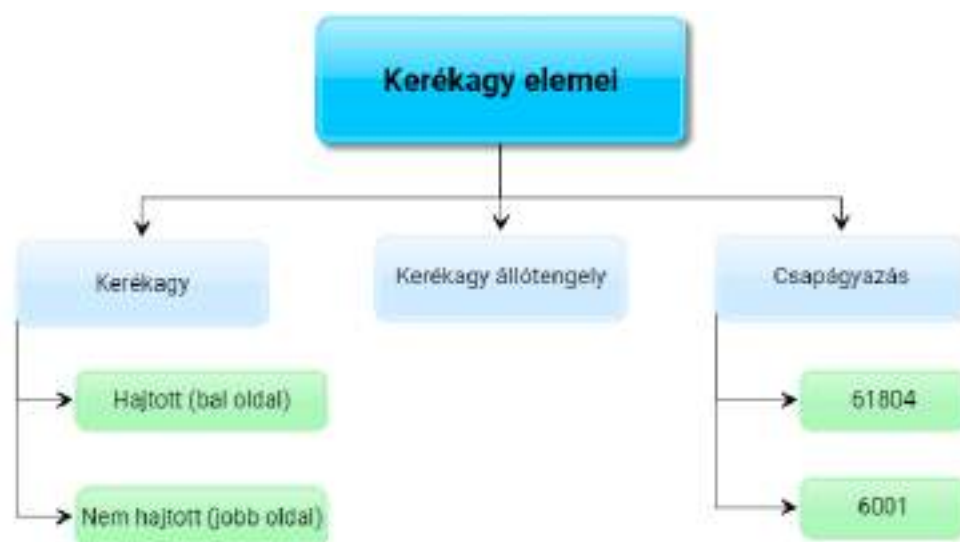
A versenyszabályzat szerint a mozgó elemeket védőburkolattal kell ellátni, én ezt egy 3D nyomatással előállítható burkoló elemmel oldottam meg, melyen egy kivágás gondoskodik arról, hogy az állítócsavar hozzáférhető legyen. A motortartó adapteren rögzítettem a féknyeregtartó konzolt, ami szintén egy egyszerűbb kialakítású forgácsolt alkatrész, melynél a fékcsövek csatlakozására kellett figyelnem. Egyrészt szerelhetőnek kell lennie, másrészt a motortartó adapter nem akadályozhatja a fékcsövek útját. Középen egy átmenő furatban illeszkedik a kerékagy állótengelye, amit a túloldról tudunk csavarkötéssel rögzíteni. A csatolt hidas felfüggesztésben ragasztott menetes perselyek segítségével rögzítem a motortartó adaptert, valamint a hídban lévő kivágásba illeszkedik az állótengely túllógó része.

3.4.3. Kerékagy-összeállítás tervezése

Alapvetően a kerékagyak összeállításában találhatók a csapágyak, amelyek a forgó mozgást végző alkatrészek számára biztosítanak megvezetést. Továbbá a hajtott kerékagy feladata a forgó mozgás közvetítése a hajtott kerék felé. A hátsó kerékagyak

tervezésénél a fő szempont az volt, hogy alkalmazható legyen ugyanaz a kerékagy konstrukció mindkét hajtásváltozat esetén is, továbbá kis átalakításokkal lehessen megoldani a különböző vonóelemes hajtások közötti váltást. Ez gyakorlatilag azt jelenti, hogy ugyanazon a kerékagyon rögzíthető a lánckerék és szíjtárcsa is. Az esetünkben hátul csak a bal oldalon található hajtás, így meg kell különböztetnünk a bal oldali hajtott és a jobb oldali nem hajtott kerékagyat. A gyártás megkönnyítése és gazdaságossága érdekében a két konstrukció lényegében megegyezik azzal a különbséggel, hogy a hajtott kerékagyra egy adapter segítségével felszerelhető a hajtásközvetítő alkatrész. Mindkét kerékagy változaton ki kell alakítani a féktárcsa rögzítési helyét is. Ez főleg a szerelési sorrend helyes megválasztása miatt fontos, hiszen egymás után felfűzhetőnek kell lenni a féktárcsának, a hajtásközvetítő elemnek és a kerék rögzítésének is.

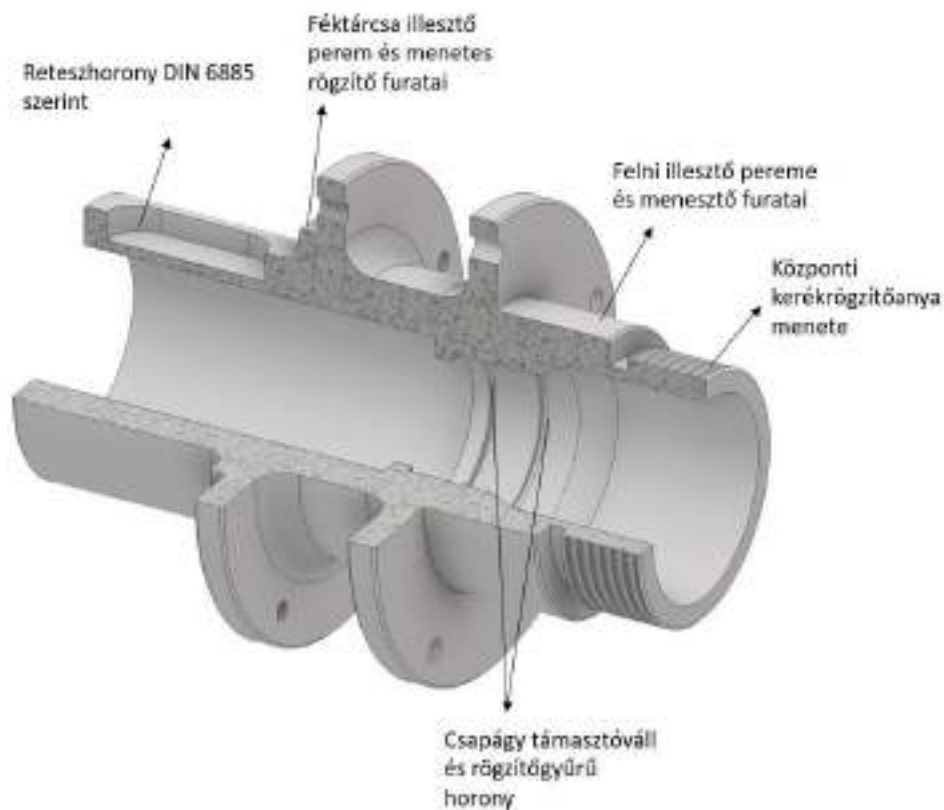
A tervezést hasonlóan a többi részegységhez itt is az előbb felsorolt irányelvek lefektetésével kezdtem, majd az irányelvek alapján készített CAD modellek összeállításával folytattam, azonban a szimulációs módszereket a kerékagy tervezésénél csak ellenőrzésként használtam. A statikus FEM módszerek alkalmazását tartottam célszerűnek, mivel ebben az esetben nincs nagyon lehetőség topológiai optimalizálásra, mivel sokkal több geometria kritérium van, mint az eddigi elemeknél. A kerékagy elemeinek összefoglalását a 38. ábra mutatja.



38. ábra Kerékagy részegységeinek összefoglalása

Az alkatrészek részletezését a kerékaggyal kezdem, ahogy a fenti ábrán látható, két különböző változat szükséges ebből az elemből. A változatok közötti egyetlen

különbség a kerékagy tengely belső vállán található reteszhorony, a hajtott változatnál egy DIN 6885 szerinti reteszhoronyt helyeztem el, míg a jobb oldali, nem hajtott változaton ezt a felületet egyszerűen hengeresnek hagytam, ez a gyártási dokumentációk és a gyártás során előnyös megoldás. A kerékagy tengely fontosabb felületeinek megnevezését és elhelyezését a 39. ábrán mutatom meg. Az alkatrész, a motortartó adapterhez hasonlóan, EN AW 7075 alumíniumból készült.

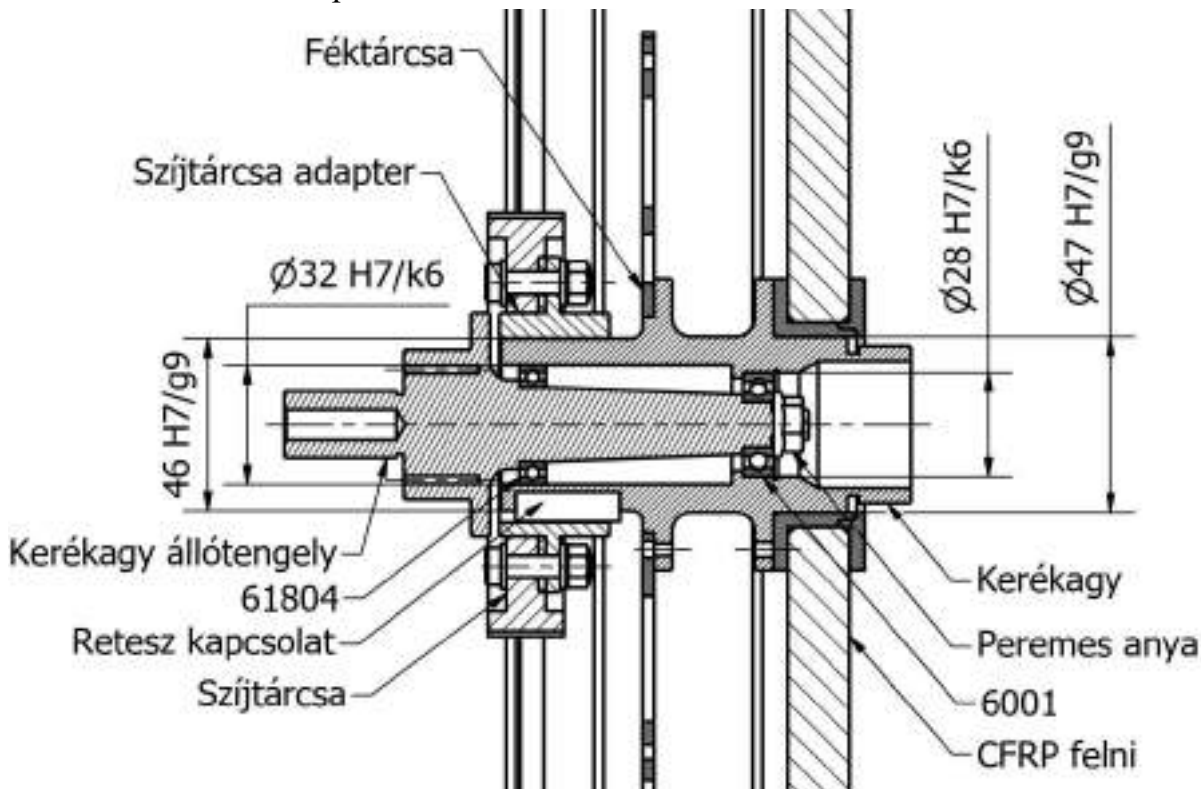


39. ábra A megtervezett hajtott kerékagy 3D CAD modellje

Látható, hogy a tengely kétoldról megmunkálható és szerelhető, a belső oldalon a féktárcsa rögzítését kell először elvégezni, ehhez 5 db M4-es menetesfuratot és egy illesztőperemet helyeztem el. A reteszkötéssel kapcsolódó adaptert tudjuk felhelyezni a féktárcsa után, aminek a tengely irányú rögzítését hernyócsavarokkal oldottam meg, ennek köszönhetően nagyfokú tengelyirányú állítási lehetőségünk van. Ez nagyon előnyös, hiszen a vonóelemes hajtásoknál a kapcsolódó tárcsákat egy síkba kell hozni, mivel a motorok tengelyén is állíthatók a tárcsák, így könnyen elvégezhető ez a művelet. A külső oldalon a kereket tudjuk illeszteni az erre kialakított vállon, valamint 5 db menesztő furatot helyeztem el, amikbe a karbon keréktárcsában található csapok kapcsolódnak, ezek a csapok közvetítik a nyomatékot. A felni tengelyirányú rögzítéséről

egy központi kerékanya gondoskodik, ami a kerékagy tengely végén lévő menetes csapon kapcsolódik az alkatrészhez.

Az állótengely, melynek feladata a kerékagy és a felfüggesztés összekapcsolása, két csapágyon keresztül kapcsolódik a kerékagyhoz. Ez az alkatrész a csapágyak méreteiből adódóan kisebb átmérővel bír, ugyanakkor a jármű egyik legfontosabb teherviselő eleme, hiszen az útfelületről érkező terheléseknek közvetlenül kitett részegységről beszélünk. A csapágyazást úgy helyeztem el, hogy a keréktárcsa középsíkja a két csapágy között helyezkedjen el, ezzel megosztva a csapágyakat érő terheléseket. A többi egyedi kialakítású forgácsolt, alkatrésztől eltérően ez a tengely gyengén ötvöztött acélból (42CrMo4) készült. A tengely fontos felületei közé tartozik a kialakított csapágy helyeken kívül, a motortartó adapterhez kapcsolódó illesztett felület is. A tengely két végén egy-egy menettel tudjuk rögzíteni a kerék oldalon peremes anyával a csapágy belső gyűrűjét, az adapter oldalon pedig magát az álló tengelyt az adapterhez. A tengely azon részein, ahol lehetőség volt, könnyítő furatokat helyeztem el, így kiegyenlítve az anyagválasztás miatt adódó plusz tömeget. A kerékagy összeállítás metszeti képét a 40. ábrán szemléltetem.



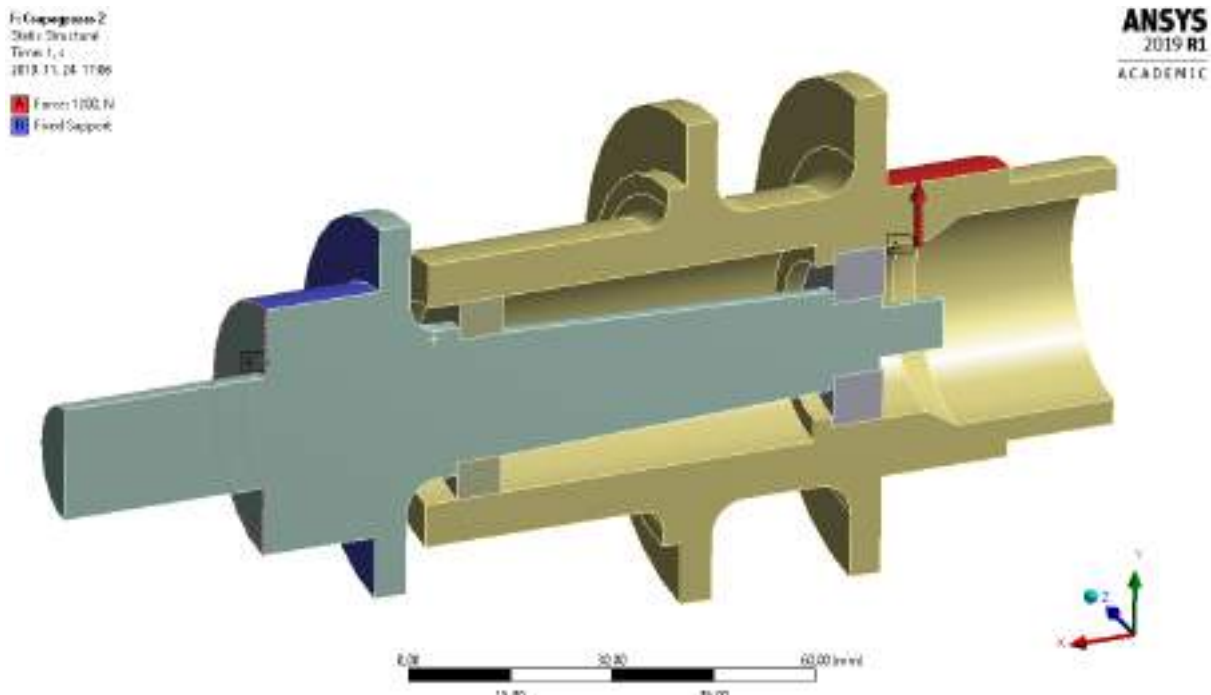
40. ábra A kerékagy összeállításának metszeti ábrája

A kerékagy összeállítás ellenőrző szimulációt szintén az Ansys Workbench 19.1 szoftverében végeztem el. Az ellenőrzés során statikus helyzetben vizsgáltam az összeállítást. A szimulációs modellben egyszerűsített csapágymodelleket használtam, valamint eltávolítottam a tengelyeken lévő könnyítő és rögzítő furatokat, élettöréseket. Az egyszerűsítéseknek köszönhetően könnyebben és pontosabban tudja a szoftver felépíteni a végeelem hálót. Az összeállítási modellek esetén az alkatrészek kapcsolódási pontjainál mindenképp szükséges közös csomópontokat létrehozni, mivel így a két alkatrész kapcsolata pontosan meghatározott, nem kell interpolációt végezni. A kerékagy szimuláció fontosabb adatainak összefoglalását a 7. táblázat tartalmazza.

Kerékagy FEM szimuláció	
Jellemző	Érték
Alapanyag állótengely	42CrMo4
Alapanyag csapágó	100Cr6
Alapanyag kerékagy	EN AW 7075
Terhelés A	1200 N
Hálózás típusa	Multizone
Átlagos elemméret	1 mm
Lokális sűrítés	0,1 mm
Csomópontok	1 389 997
Maximális redukált feszültség	464,39 MPa

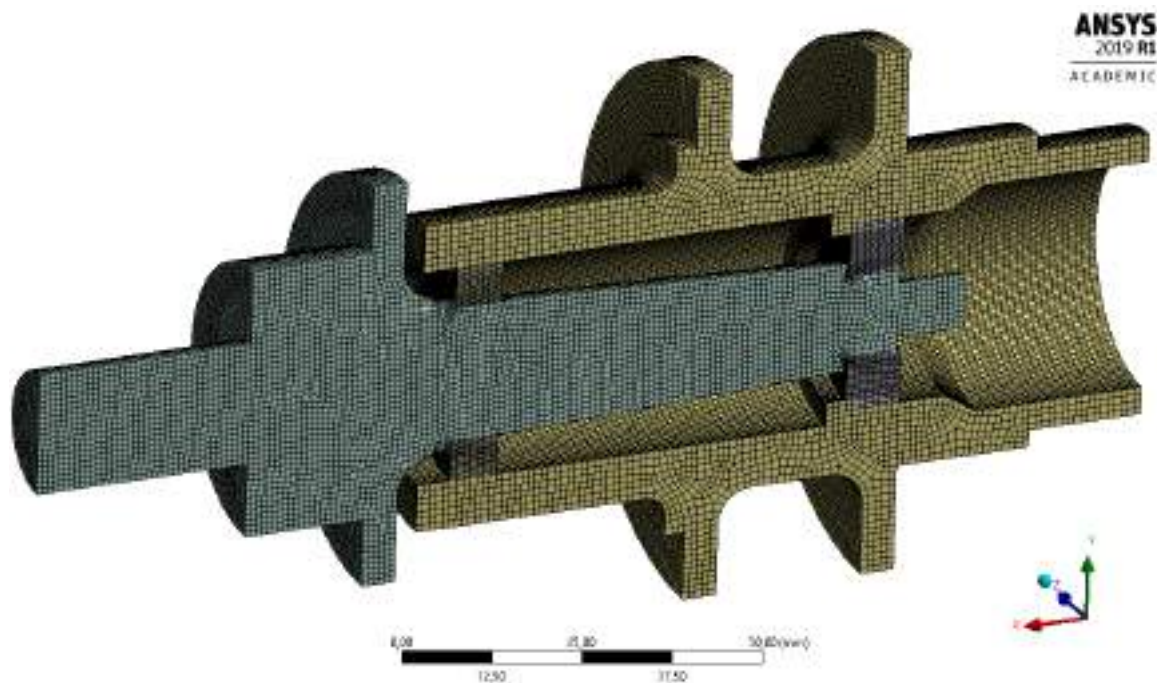
7. táblázat A kerékagy szimulációjának összefoglalása

A táblázatból látható, hogy a csomópontok száma jelentősen nagyobb, mint az eddigi szimulációknál, ami a potenciális feszültséggyűjtő helyeknél alkalmazott lokális sűrítés miatt növekedett meg. A hálósűrítés alkalmazásával egyenletesebb feszültségeloszlást érhetünk el, ami egy ilyen ellenőrző feladatnál előnyös. A peremfeltételek megadása a leegyszerűsített szimulációs modellen, a 41. ábrán látható. A kerékagyon elhelyezett keréktárcsa illesztési felületen alkalmaztam egy 1200 N mértékű erőterhelést, mialatt az állótengely adapterrel érintkező rögzítési pontjait megfogtam.



41. ábra A peremfeltételek megadása a kerékagy szimulációs modelljén

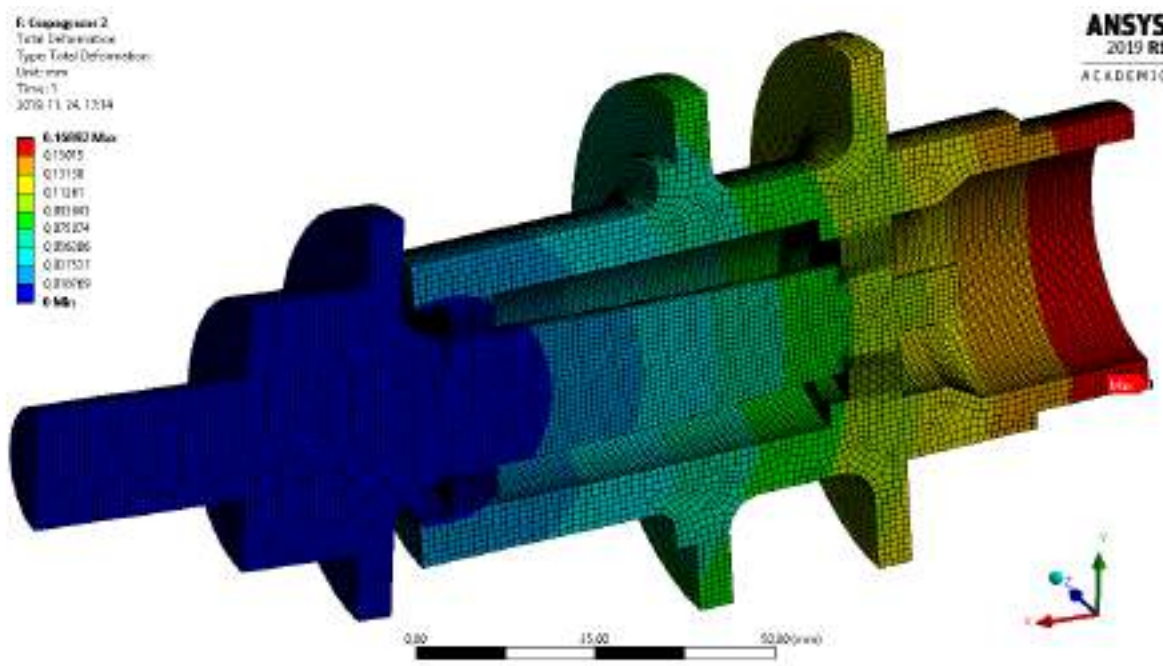
A szimuláció során szimmetriafeltételt alkalmaztam, amivel a szimuláció megoldását jelentősen felgyorsítottam. A 42. ábrán látható a modell hálózása, valamint megfigyelhető a lokális hálósűrítés a csapágyak érintkező felületeinél.



42. ábra A kerékagy szimulációs modelljének hálózása

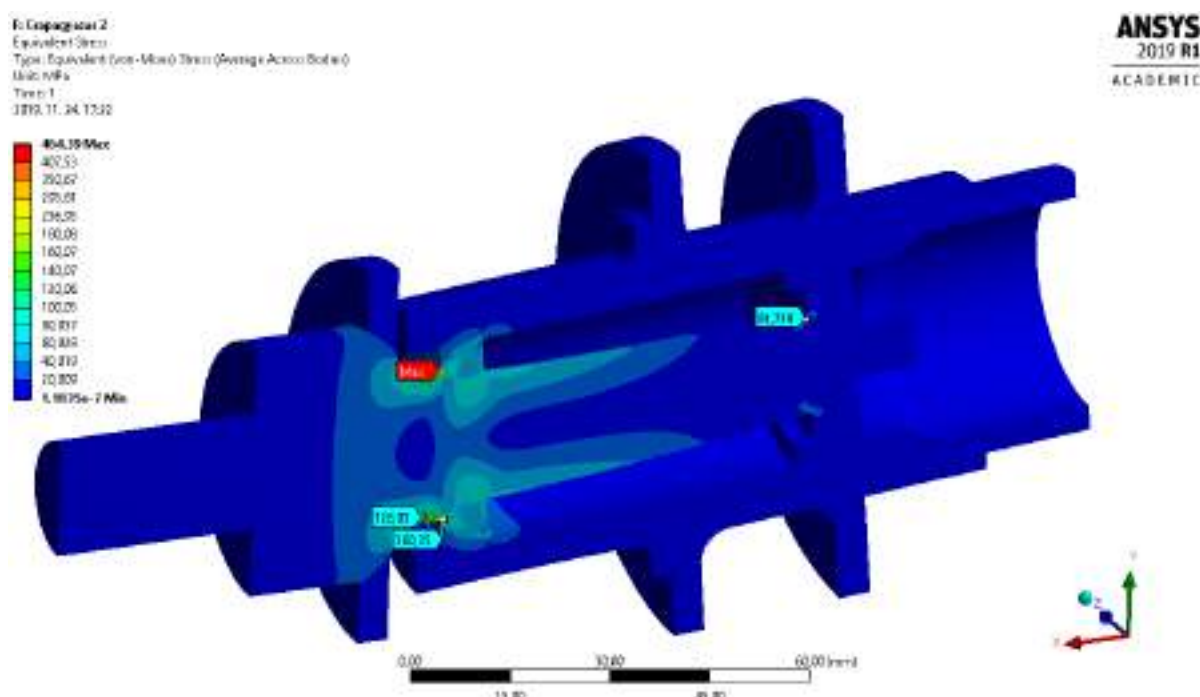
A csapágyak szimmetrikus alkatrészek a modellemben, ezért a hálózásuk során söprést tudtam alkalmazni, így strukturált hálót hoztam létre. Az összesített

alakváltozásokat a 43. ábrán ábrázolom, mivel a terhelés +y irányú, ezért az elmozdulás érdemi része is +y irányú.



43. ábra Az összesített alakváltozás a kerékagyon

A redukált feszültségeket a 44. ábrán láthatjuk, a maximális feszültség érték az érintkező alkatrészek közös csomópontjában található. A korábban említett közös csomópontok alkalmazása ezért is volt fontos, mivel így egy pontos értéket kaptunk, nem kellett a szoftvernek közelítenie.



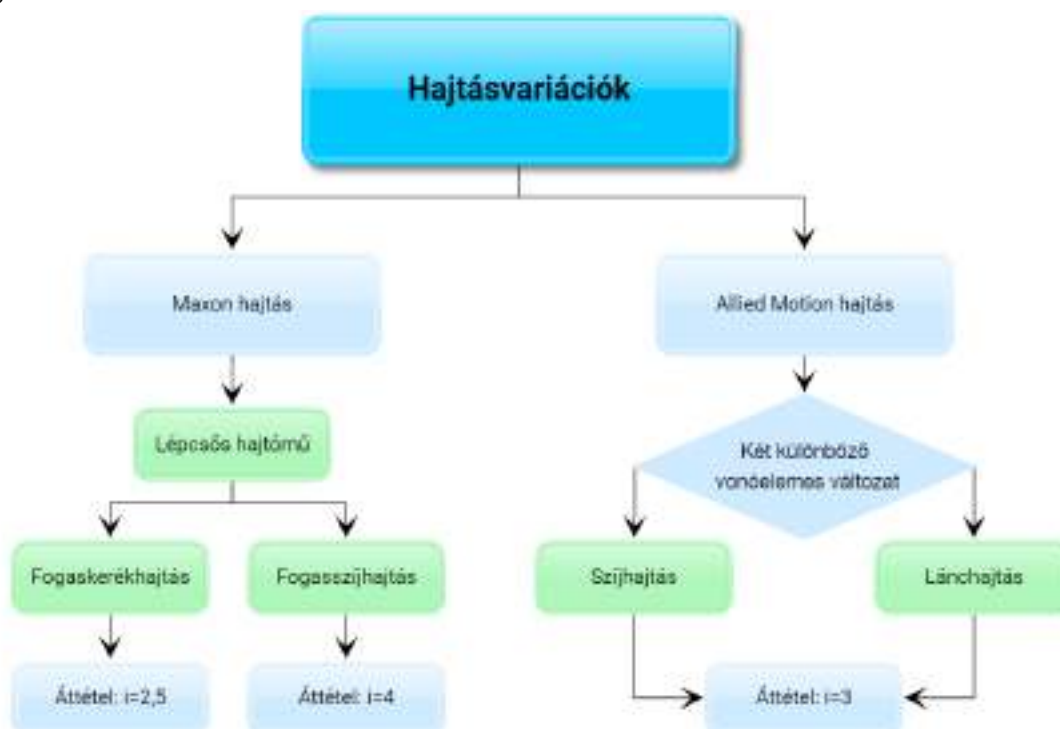
44. ábra A redukált feszültségek (von-Mises) a kerékagyon

Összességében elmondható, hogy az állótengely képes maradó alakváltozás nélkül elviselni a fellépő terheléseket, mivel a csúcserőként számolt 464,39 MPa is kisebb, mint a tengely alapanyagaként választott 42CrMo4 garantált minimális folyáshatára, ami 550 MPa. Továbbá kiemelném, hogy $n=3$ biztonsági tényezővel végeztem a szimulációt.

3.4.4. Vonóelemes hajtások jellemzőinek meghatározása

A már bemutatott hajtásváltozatok sok szempontból különböznek egymástól, hiszen a meghajtó motor más, ami tucatnyi változtatást eredményez, azonban közös pont, hogy a kerékagy meghajtásához valamilyen vonóelemes hajtásközvetítést alkalmaztam. A Maxon motorhoz tartozó lépcsős hajtómű első lépcsőben fogaskerék áttétellel valósítja meg az $i=2,5$ lassító áttételt, utána pedig egy további $i=4$ lassítást fogasszíjhajtással.

Az Allied Motion hajtáslánc egyszerűsége miatt gyorsan átszerelhető egy másik vonóelemes hajtásra, ezért itt a fogasszíjhajtás mellett a lánchajtást is megterveztem. Ez egy kiváló tartalék megoldás, valamint a továbbiakban lehetőséget ad összehasonlító mérések elvégzésére is, ahol a két vonóelemes hajtásláncot párhuzamosan vizsgálhatjuk hasonló feltételek mellett. A tervezett hajtásváltozatok összefoglalását a 45. ábra mutatja.



45. ábra A hajtásvariációk összefoglalása

A fenti ábrán látható három vonóelemes hajtásváltozat számítását végzem el a következőkben a gyártók által javasolt kalkulációs szoftverekkel. A számítások a tervezés során egyidőben zajlottak az egyedi alkatrészek modellezésével, hiszen sok tervezési adatot a számítás szolgáltatott. Tipikusan ilyen paraméter volt a hajtások tengelytávja és a tárcsák átmérője.

A fogasszíjak számolását az Optibelt számító programjával a CAP 6.0-val végeztem el. A továbbiakban a program leírásában szereplő fontosabb összefüggéseket értelmezem, valamint táblázatos formában ismertetem a számítások eredményét.

A számítások kezdetekor ismerni kell a kívánt áttételt és/vagy a fordulatszámokat a hajtásban. A kívánt a tengelytávolság is megadható. A tárcsák osztóköri átmérőjét a p osztással és z fogszámmal tudjuk meghatározni a 9. egyenlet szerint.

$$d_w = \frac{p * z}{\pi} \quad (9)$$

A vonóelemes hajtásoknál a kívánt tengelytávolság egy közelítő érték, az aktuális tengelytáv többek között függ az L_{wth} számolt szíjhossztól, amit a 10. egyenlet szerint a következőképp számolunk, ahol a tengelytáv d_{wg} nagykerék osztóköri átmérője és d_{wk} a kiskerék osztóköri átmérője.

$$L_{wth} \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a} \quad (10)$$

Legtöbb esetben a számolt L_{wth} szíjhossz nem egyezik a szabványos L_w szíjhosszal, ezért az a_{act} aktuális tengelytávolságot kell kiszámolni a 11. egyenlet szerint. Értelem szerűen az L_{wth} értékhez legközelebb álló L_w szíjhosszt kell választani.

$$a_{act} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{8}} \quad (11)$$

A 10. képletben található K tényező egy szabványos táblázati adatokból meghatározható érték, melyet a 12. képlet szerint számolhatunk.

$$K = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(d_{wg} + d_{wk}) \quad (12)$$

Általánosságban elmondható, hogy a minimális feszítéshez szükséges tengelyirányú állítás az a_{act} aktuális tengelytávolság legalább 0,4%-a. A kapcsolatban lévő fogak számát (z_e) a 13. képlet alapján tudjuk kiszámolni

$$z_e = \frac{z}{6} \left(3 - \frac{d_{wg} - d_{wk}}{a_{act}} \right) \quad (13)$$

A z_e fogszám minimális tapasztalati határértéke $z_e = 7$. Amennyiben a számolás során ennél kisebb érték jön ki, újra kell kezdeni a kalkulációt, rendszerint nagyobb kezdeti tengelytávolságot választva. A tengelytáv közvetlenül összefüggésben van a β átfogási szöggel a 14. egyenlet szerint.

$$\beta = 2 \arccos \left(\frac{d_{wg} - d_{wk}}{2a} \right) \quad (14)$$

A következőkben először az $i=3$ áttételű fogasszíjhajtás eredményeit mutatom be az összefoglaló táblázatokban. A szíj jellemzőit a 8. táblázatban foglaltam össze.

Szíj jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Osztás	t	5 mm
Szíjszélesség	b	15 mm
Számolt szíjhossz	L_{wth}	578,88 mm
Szabvány szíjhossz	L_w	580 mm
Fogsám	z	116
Szíjsebesség	v	2,78 m/s

8. táblázat A szíj paramétereinek összefoglalása $i=3$ esetén

A szíjtárcsa jellemző értékeit a 9. táblázatban összesítettem.

Szíjtárcsák jellemzői			
Jellemző	Jelölés	Érték	
		Hajtó	Hajtott
Fogsám	z	24	72
Osztókör	d_w	38,2 mm	114,6 mm
Fogszélesség	b_t	20,5 mm	20,5 mm
Fordulatszám	n	1391 1/min	464 1/min
Kapcsolódásban lévő fogak	z_e	10	41
Szíjvezető	-	van	nincs
Tárcsa anyaga	-	Acél	Alumínium

9. táblázat A szíjtárcsák paramétereinek összefoglalása $i=3$ esetén

A szíjhajtás egyéb jellemzőit a 10. táblázatban szemléltetem.

Szíjhajtás egyéb jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Számolt maximális teljesítmény	P_c	1,95 kW
Maximálisan átvihető teljesítmény	P_t	2,53 kW
Áttétel	i	3
Aktuális tengelytáv	a	165,6 mm
Effektív szíjfeszítő erő	S_{n3}	539 N
Statikus tengelyterhelés	S_a	593 N
Statikus szíjfeszítő erő	T	297 N
Érintkezési távolság	L	161,1 mm
Szíz belógás (26,96N esetén)	e_v	3,22 mm

10. táblázat A szíjhajtás egyéb jellemzőinek összefoglalása $i=3$ esetén

A bemutatott hajtás az Allied Motion hajtásváltozatra készült, a tervezés alatt már korábban is említett cél volt, hogy a lehető legkevesebb módosítással cserélhetők legyenek a hajtásvariációk. A moduláris kialakítás eléréséhez többek közt ehhez arra is szükség van, hogy a vonóelemes hajtások aktuális tengelytávjai egy adott érték körül helyezkedjenek el. Amennyiben nagy az ingadozás, nehéz megoldani a hajtásláncok illesztését ugyanazzal az adapterrel, hiszen túl nagy szabad állítási lehetőséget kell hagyni az alkatrészen. A dolgozatban bemutatott esetek mindegyikénél a geometria feltételek és a kalkulációk után az $a=165$ mm-es értéket választottam. A további számításoknál csak ennek az értéknek a környezetét vizsgáltam. A 11. táblázatban az $i=4$ áttételű fogasszíjhajtás számításának szíz jellemzőit ismertetem, a bemutatott képletek és szoftver felhasználására alapján.

Szíz jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Osztás	t	5 mm
Szíjszélesség	b	15 mm
Számolt szíjhossz	L_{wth}	566,26 mm
Szabvány szíjhossz	L_w	565 mm
Fogsám	z	113
Szíjsebesség	v	2,77 m/s

11. táblázat A szíz paramétereinek összefoglalása $i=4$ esetén

A szíjtárcsák jellemzőit a 12. táblázat tartalmazza.

Szíjtárcsák jellemzői			
Jellemző	Jelölés	Érték	
		Hajtó	Hajtott
Fogszám	z	18	72
Osztókör	d_w	28,65 mm	114,6 mm
Fogszélesség	b_t	20,5 mm	20,5 mm
Fordulatszám	n	1391 1/min	345 1/min
Kapcsolódásban lévő fogak	z_e	7	42
Szíjvezető	-	van	nincs
Tárcsa anyaga	-	Acél	Alumínium

12. táblázat A szíjtárcsák adatainak összefoglalása $i=4$ esetén

A szíjhajtás egyéb jellemzőit a 13. táblázat foglalja össze.

Szíjhajtás egyéb jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Számolt maximális teljesítmény	P_c	1,95 kW
Maximálisan átvihető teljesítmény	P_t	2,14 kW
Áttétel	i	4
Aktuális tengelytáv	a	164,38 mm
Effektív szíj feszítő erő	S_{n3}	541 N
Statikus tengelyterhelés	S_a	595 N
Statikus szíj feszítő erő	T	298 N
Érintkezési távolság	L	158,67 mm
Szíj belógás (27,06N esetén)	e_v	3,17 mm

13. táblázat A szíjhajtás egyéb jellemzőinek összefoglalása $i=4$ esetén

Az Allied Motion hajtásváltozat esetén az $i=3$ lassító áttételt lánc hajtással is megvalósítjuk, ennek kiszámításához a gyártó által javasolt kalkulációs felületet használtam [24].

Hasonlóképp CAP 6.0 programhoz a Renold Chain Selector is bemenő motor fordulatot és áttételt kér induló paramétereknek, továbbá megadható, hogy milyen tengelytávolságot szeretnénk a lánc kerekek között. A tengelytávolság értéke már viszonylag kötött, ezért a kalkuláció során nem sok változó maradt. A program a Renold láncai közül választja ki az számítás eredményeinek megfelelő változatot. A számítás során az üzemeltetéssel kapcsolatos információk is megadhatók, amelyek a különböző konstansok értékét befolyásolják. Megadhatjuk például a hajtott motor és a hajtott gép

jellemző környezetét és üzemállapotot, valamint a lánc kenésének fajtáját. Az általam kiszámolt és alkalmazott láncajtás fontosabb paramétereit az alábbi táblázatokban foglaltam össze. A 14. táblázat tartalmazza a lánc jellemzőit.

Lánc jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Osztás	t	9,525 mm
Számolt lánc hossz	L_{wt}	590,55 mm
Láncszem szám	z	62
Láncsebesség	v	2,9 m/s

14. táblázat A lánc jellemzői $i=3$ esetén

A lánckerekek fontosabb adatait a 15. táblázat foglalja össze.

Lánckerekek jellemzői			
Jellemző	Jelölés	Érték	
		Hajtó	Hajtott
Fogsorszám	z	13	39
Osztókör	d_w	39,801 mm	118,37 mm
Fordulatszám	n	1391 1/min	463,7 1/min
Kapcsolódásban lévő fogak	z_e	7	26
Lánckerék anyaga	-	Acél	Acél

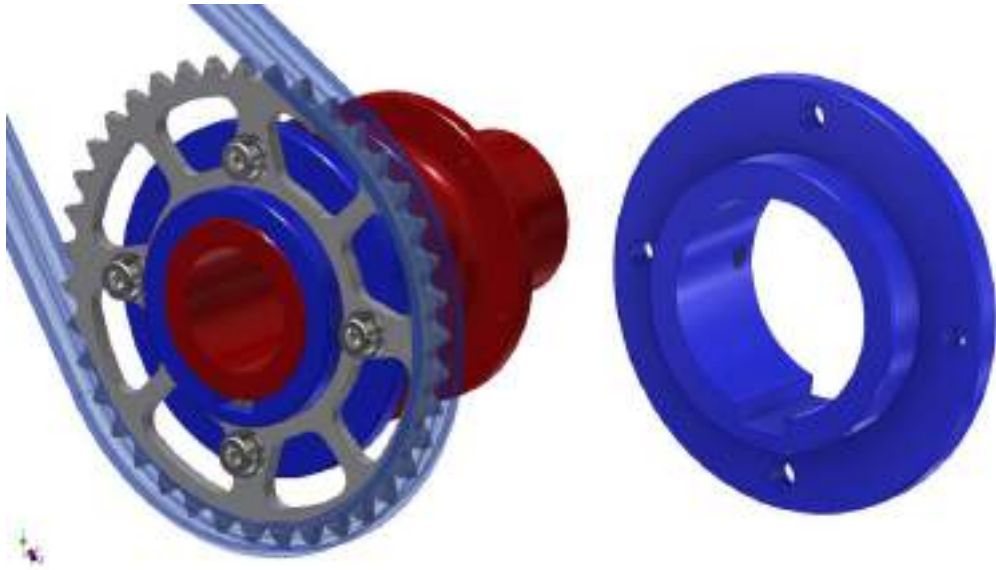
15. táblázat A lánckerék jellemzői $i=3$ esetén

A láncajtás egyéb jellemzőit a 16. táblázatban gyűjtöttem össze.

Láncajtás egyéb jellemzői		
Jellemző	Jelölés	Érték
Számolt maximális teljesítmény	P_c	1,93 kW
Maximálisan átvihető teljesítmény	P_t	2,5 kW
Áttétel	i	3
Tengelytáv	a	166,77 mm
Statikus tengelyterhelés	F	871 N
Centrifugális erő	F_f	6,43 N
Csapszem felületnyomás	p_r	24 N/mm ²

16. táblázat A láncajtás egyéb jellemzői $i=3$ esetén

A számítások alapján elkészítettem a vonóelemes hajtások 3D CAD modelljét az Autodesk Inventor 2019 programmal. A hajtott szíjtárcsát és lánckereket úgy alakítottam ki, hogy ugyanazzal az adapterrel lehessen rögzíteni a kerékagyon. A hajtott lánckereket és az adaptert a 46. ábrán mutatom be.



46. ábra A hajtott lánckerék és adapter 3D CAD modellje

A szíjhajtás és lánchajtás részösszeállítását a 47. ábrán láthatjuk.



47. ábra A szíjhajtás és a lánchajtás részösszeállítása

3.4.5. Hajtáslánc összeállítási modell

A tervezési folyamat végén az összeállítási modellek megalkotása a cél, ahol már az ellenőrzött, kiszámolt vagy szimuláció során kapott eredmények alapján a végleges komponenseket helyezzük el egy modell környezetben. Az összeállítás megalkotása után ellenőrizhetjük az alkatrészek végleges helyzetét, láthatóvá válnak az esetleges modellezési hibák. Az ellenőrzés után pedig az összeállítási modellbe elhelyezett alkatrészek gyártási dokumentációját készíthetjük el. A 48. ábrán az Allied Motion

hajtásváltozat szíjhajtásos összeállítását mutatom be. Valamint rögtön a modell ábrája után a 49. ábrán látható összeszerelt állapotban a tervek alapján legyártott, megvalósult hajtáslánc.



49. ábra Az Allied Motion hajtásvariáció összeállítási modellje



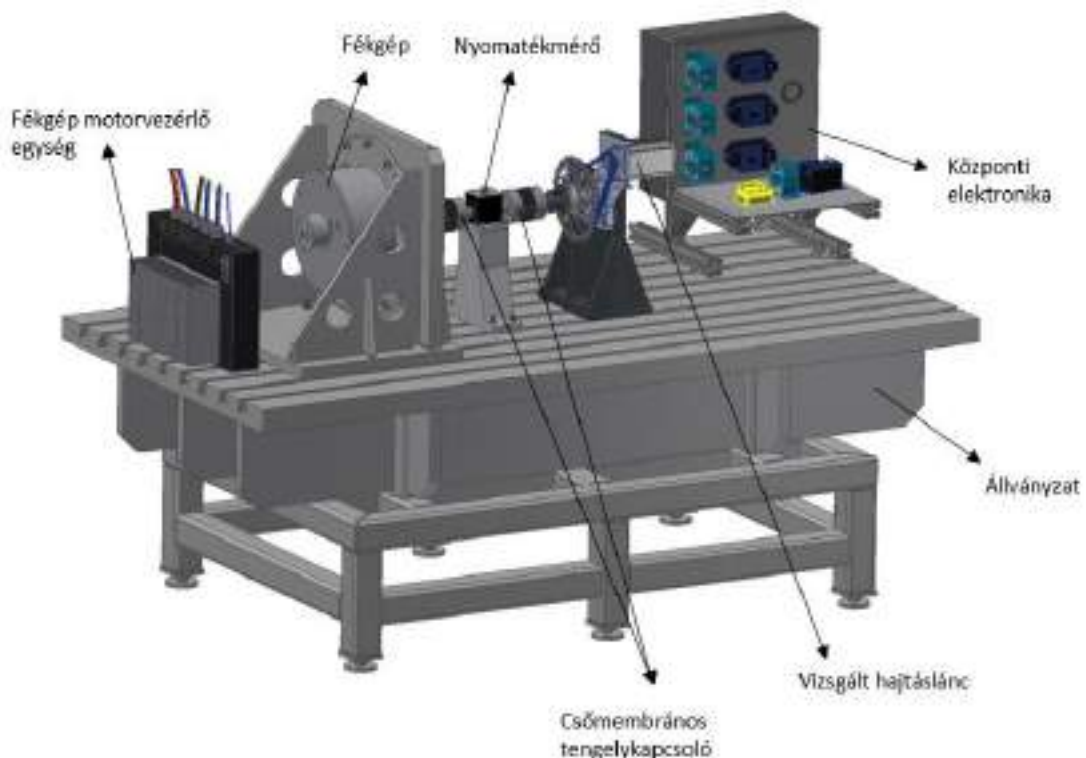
48. ábra A megvalósult és összeszerelt Allied Motion hajtáslánc

4. Hajtáslánc mérése és kiértékelése

A tervek alapján elkészült hajtásváltókat labor körülmények közt érdemes tesztelni először. Az ilyen tesztek során könnyebben észlelhetők az esetleges mechanikai vagy villamos hibák és ezek javítása is lényegesen könnyebben elvégezhető, mint a járművel történő tesztek során. A funkcionális tesztek elvégzése után, lehetőség van a hajtások karakterisztikájának vizsgálatára. A mérőrendszerhez illesztett hajtáslánc vizsgálatakor feltérképezhetjük a hajtás hatásfokát a különböző üzemállapotokban, ami a versenyjármű szempontjából a legfontosabb.

4.1. Próbapad bemutatása

A Széchenyi István Egyetemen működő Járműipari Kutatóközpont villamos motorok laborjában található egy egyedi tervezésű maximum 5kW teljesítményű, elektromos motorok vizsgálatára alkalmas próbapad. A próbapad 3D CAD modelljét és részegységek bemutatását az 50. ábrán szemléltetem.



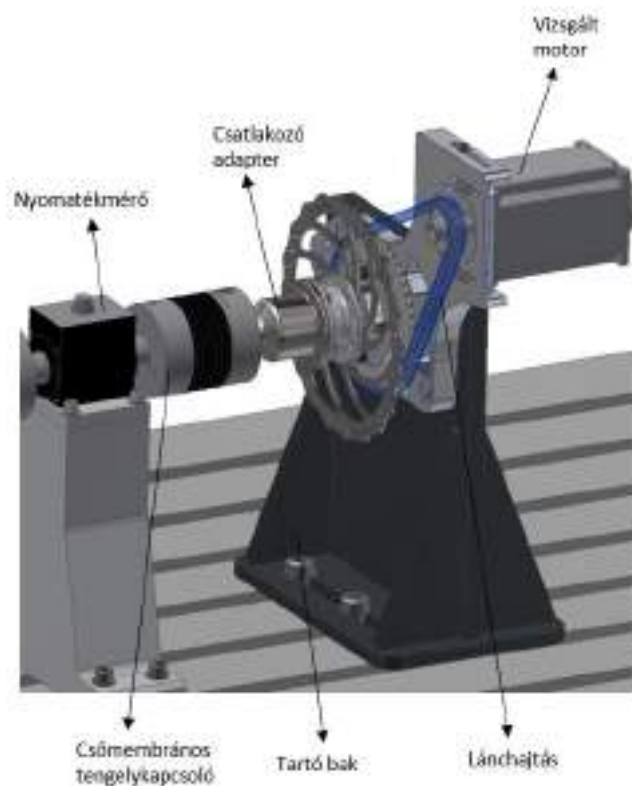
50. ábra A próbapad CAD modellje

A próbapad teljesítményét az elektronikai rendszere mellett az alkalmazott fékgép jellemzői határozzák meg. Az általunk használt Remy HVH410R2 típusú fékmotor

névlegesen ugyan 6000 1/min fordulatszámot is képes elérni, azonban a méréshez használt 48V-os rendszerfeszültség esetén ez csak 800 1/min. A fékgép mellett közvetlenül a motorvezérlő egységet találjuk, amit távolról, a központi elektronikai rendszeren keresztül, a mérésirányítást végző számítógépen tudunk szabályozni. A központi elektronikai rendszerbe van a nyomatékmérő és a vizsgált hajtás vezérlése is becsatornázva. A vizsgált hajtást a geometria jellemzőitől függően kialakított egyedi felfogatással lehet a mérőrendszerhez illeszteni. A rezgéscsillapítás miatt célszerű nagy merevségű acél bakokat alkalmazni, valamint a tengelyhibák kiküszöbölésére csőmembrános tengelykapcsoló segítségével összekötni a csatlakozó tengelyvégeket.

4.2. Vizsgált hajtáslánc illesztése a próbapadhoz

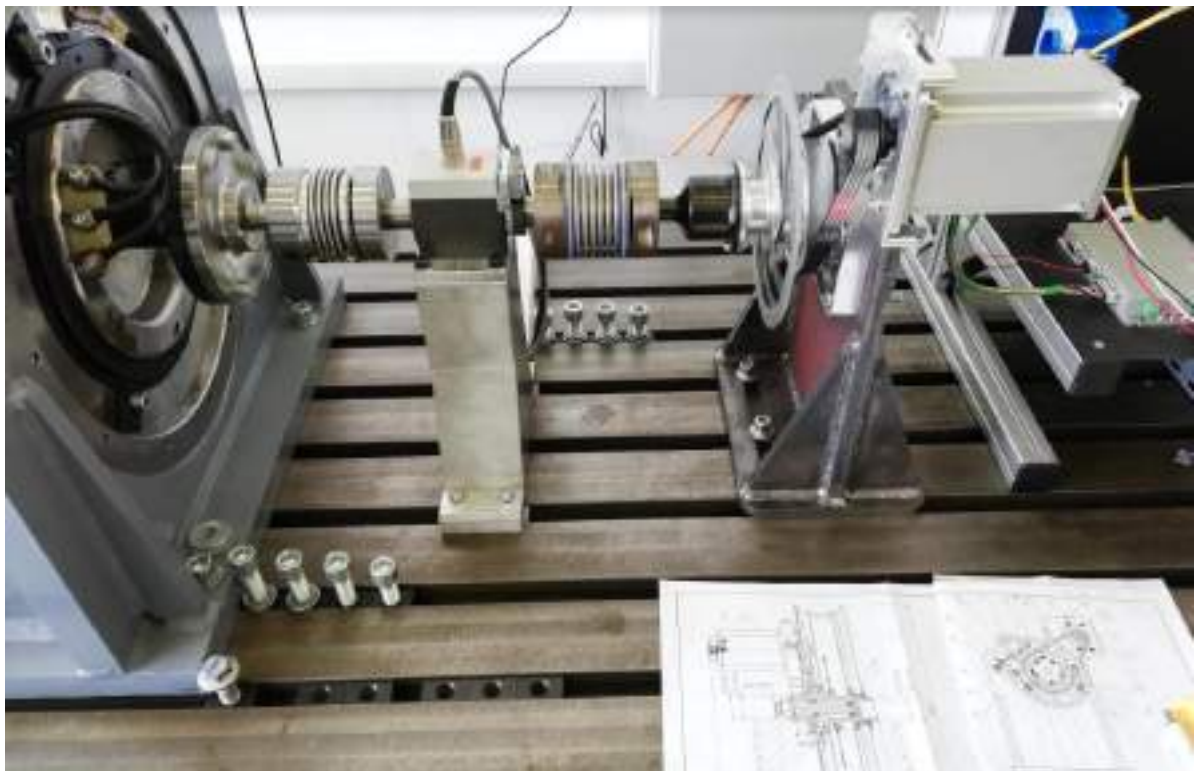
A tesztek elvégzéséhez először a hajtáslánc próbapadon felfogatását, illesztését kellett megtervezni az előbb bemutatott környezethez. A tervezett tartókak közvetlenül a motor adaptert hordozza, ami mindkét hajtásváltozat esetén közös, ezért elég volt egyetlen változatot tervezni, aminek részeit a 51. ábrán mutatom be.



51. ábra A próbapadhoz illesztett hajtáslánc CAD modellje

Az állványzaton található gépalapban T-hornyok segítségével tudjuk lefogadni a

bakokat, aminek furatait érdemes hornyosan kialakítani, hogy a rá merőleges irányba is állítható legyen. A síkbeli állítási lehetőség mellett gondoskodni kell a magasság irányú állításról, ezt a bakon elhelyezett hornyos felfogatási pontokkal tudjuk elérni. A csőmembrános tengelykapcsoló összetett kiegyenlítő tengelykapcsoló lévén ellensúlyozza a tengelyirányú hibákat, azonban érdemes a lehető legjobban lecsökkenteni ezeket. A csőmembrános tengelykapcsoló furatához a hajtáslánc összeállításban található kerékagyat közvetlenül nem lehet csatlakoztatni. A probléma kiküszöbölésére egy adapter tengelyt terveztem. Ez egyik oldalról a felni felfogatási pontjaival rendelkezik, a másik oldalon pedig egy h7-es tűrésű hengeres felülettel, ahol a tengelykapcsoló erőzárással kapcsolódhat. Az adapter tengelyt a kerékagy rögzítő furatainál átmenő csavarkötéssel rögzítem. Tanácsos a tengelykapcsolót és az adapter tengelyt összejelelni és rövid járatás után ellenőrizni a jelöléseket. Az erőzáró kötések megcsúszhatnak, amennyiben nem az adott eszköznek megfelelő illesztéseket és meghúzási nyomatékot alkalmazunk. Az előírások betartása mellett még érdemes vizuális visszacsatolásként összejelelni az alkatrészeket, ez által gyors visszajelzést kaphatunk akár két teszt között is. A próbapad és a vizsgált hajtáslánc illesztésének megvalósítása az 52. ábrán látható.



52. ábra A próbapadon tesztelt hajtáslánc, a hatásfok mező felvételekor

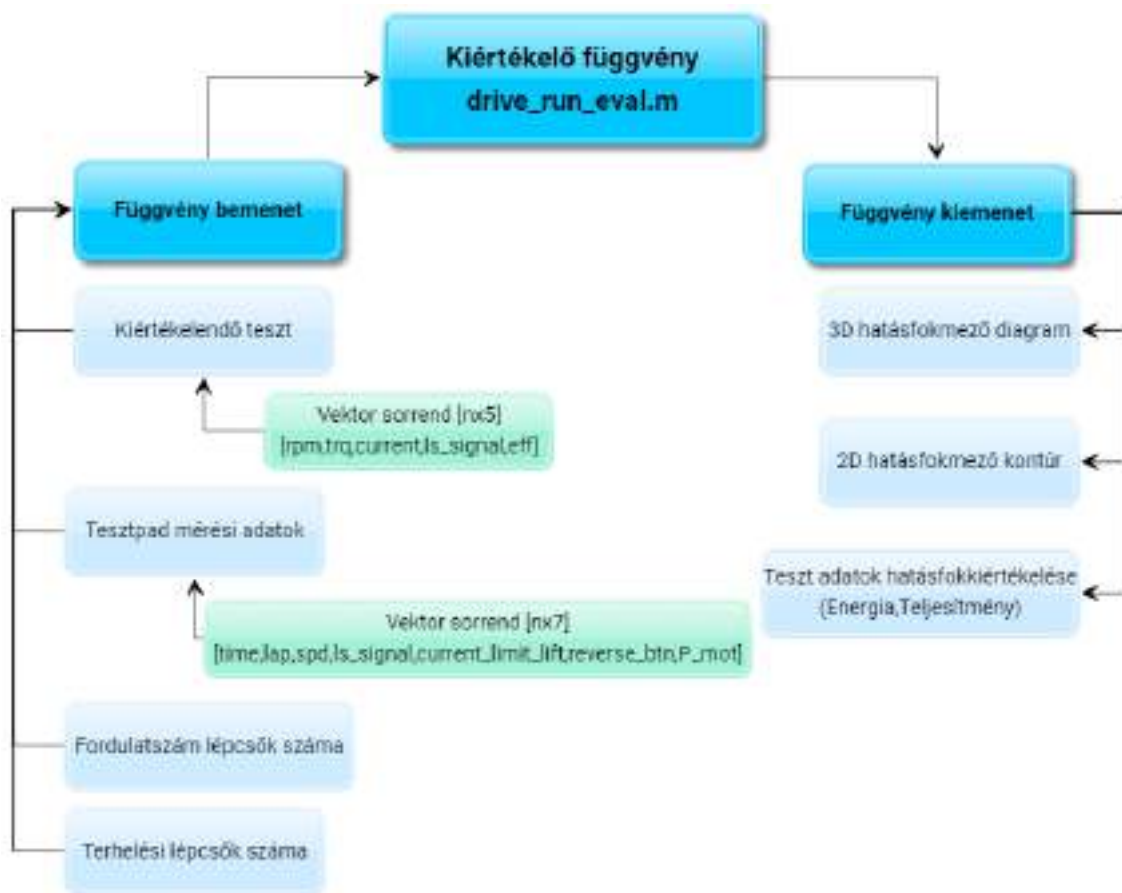
4.3. Mérésfeldolgozó algoritmus fejlesztésének és működésének bemutatása

A próbapadon lehetőség van különböző mérési forgatókönyvek lebonyolítására, azaz meghatározhatjuk a mérendő munkapontokat és a munkaponton töltött időt is. A munkapontok kombinálásával ciklus méréseket és teljes hatásfok méréseket is végre lehet hajtani. A mérési ciklus definiálása egy egyedi szoftver segítségével történik.

A próbapadon végzett tesztek eredményeit a LabView alapú mérőrendszer eltárolja a további feldolgozás érdekében. A nyers adatok pontos feldolgozása elengedhetetlen a mérés kiértékelés helyes megvalósítása szempontjából. A mérés során nagymennyiségű nyers adatunk keletkezik, amit hatékonyan valamilyen magasabb szintű szoftver segítségével tudunk gyorsan kezelni, így esett a választásom a MATLAB-ra. A célom a mérések feldolgozásának és kiértékelésének automatizálása felgyorsítása volt, mivel egy-egy mérés manuális elemzése nem célravezető. A feldolgozás során ugyanazokat a lépéseket kell algoritmikusan végrehajtani, ezért egy olyan összetett MATLAB függvény megírásában láttam megoldást, mely a meghíváshoz szükséges adatok bevitelére után, képes ezt megvalósítani.

4.3.1. Mérésfeldolgozó függvény paraméterei

Az általam megírt `drive_run_eval.m` függvény MATLAB környezetben alkalmas a villamos próbapadon mért eredmények feldolgozására, valamint a motor mérés feldolgozása után egy választott menetciklus elemzésére, mechanikai és villamos teljesítmény igények pontos meghatározására. A függvény bemeneti és kimeneti paramétereit az 53. ábra szemlélteti. A függvény meghívása előtt a motor fékpad program LabView környezetéből kimentett adatokat először konvertálni kell, hogy felismerhető legyen a MATLAB számára.



53. ábra A megírt MATLAB függvény bemeneti és kimeneti paramétereit

Az függvény meghívási sorrendje szerint először a tesztpadon mért adatokat tartalmazó mátrixot kell megnevezni. Ez a mátrix egy $n \times 5$ méretű adathalmaz, ahol n tetszőleges nagyságú pozitív egész. A mérési mátrix értékei soronként összetartozó értékek. A mátrixon belül az oszlopvektorok sorrendje kötött. Először a fordulatszám értékeknek kell szerepelnie [1/min], majd a nyomaték értékeknek [Nm]. A harmadik sorvektor az áramerősség [A], ezt követi negyedik helyen a motorvezérlő által kiadott terhelési jel (Load_Signal), melynek tartománya mindig 0 és 1 között van. Az utolsó oszlopvektor a hatásfok értéke, mely szintén egy 0 és 1 közötti szám, azonban a mérési hibákból és főleg a zajnak köszönhetően gyakran van a mentett adatok között 1-nél nagyobb érték is.

A terhelési jel alapján bontja fel az áramerősség értékeket a vezérlő, mindig az érvényes áramlimit szerint. A vezérlő képes az áramlimitet megemelni, és túlárammal vezérelni a motort, ilyenkor a terhelési jel értéke ugyanúgy 0 és 1 között helyezkedik el, azonban az áramlimit megemelt értékét osztja fel. Az algoritmus megtervezésénél

figyelembe kellett vennem a megemelt áramlimites üzemállapotot is.

A tesztptadi mérési adatok meghívása után a mért terhelési lépcsők megadása következik. A terhelési lépcsők számát a tesztptadi mérés során állítjuk be, ez határozza meg, hogy a mérőrendszer hány pontban vegye fel a terhelési jel (Load_Signal) értékét. Hasonlóképp a terhelési lépcsőkhöz, a mérés előtt beállított fordulatszám lépcsőket is meg kell adni a függvény harmadik bemeneteként. Ezzel a két értékkel osztjuk fel rácsosan a hatásfok mezőt. Nem érdemes se túl ritka, sem túl sűrű hálót megadni már a mérés előtt, hiszen a mérési pontok között interpolációval meghatározhatók a hiányzó adatok. Továbbá a mérési pontok számának növelése a mérési időt is növeli, valamint az sem biztos, hogy a sűrűn egymás mellett elhelyezkedő pontok értékesek a mérési zaj miatt.

Az utolsó függvény bemeneti paraméter, a kiértékelendő teszt mérési mátrixa. A motor mérési mátrixához hasonló felépítésű $n \times 7$ méretű mátrixról beszélünk, melyben az oszlopvektorok sorrendje szintén kötött. A mérési pont időértéke az első oszlop, az éppen aktuális körszám a második, ami fontos lehet később, hiszen segít beazonosítani a pálya jellegzetességeit, megadott körszámonként ismétlődhetnek a különböző terhelések (pl. emelkedők a pályán). A harmadik paraméter a sebesség, ezt követi a terhelési jel, majd az áramlimit visszajelzésének digitális állapota, a regeneratív fék digitális állapota, majd végül pedig a hajtás felvett elektromos teljesítménye.

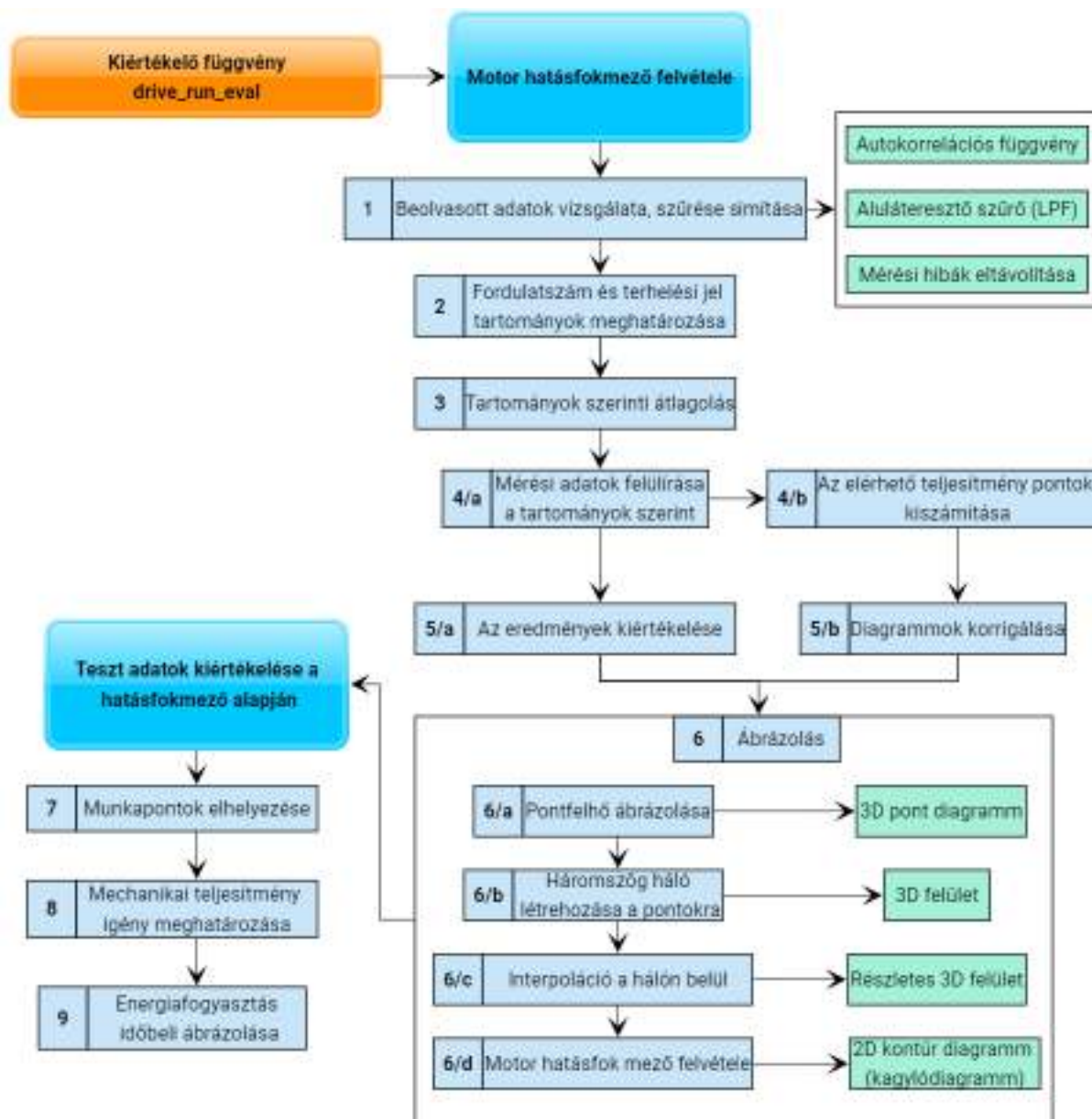
A függvény kimenetei közé tartozik a fordulatszám-nyomaték és fordulatszám-terhelés jel alapú 3D hatásfokmező diagram, az ebből leképzett 2D hatásfokmező kontúr diagramok. A 2D kontúr diagramot felhasználva kiértékelhető a meghívott teszt, vagy futam eredményei. A vizsgált menetciklus pontjait egyenként elhelyezve a diagramon kiszámolható a hajtáslánc pontos hatásfoka, a következőkben a függvény részletes működését mutatom be.

4.3.2. A mérésfeldolgozó függvény részletes bemutatása

A MATLAB munkaterébe először a munkakönyvtárból kell betölteni a tesztptad mérési adatokat és a kiértékelendő teszt adathalmazát, ezek tartalmának az előzőkben ismertettek szerint kell kinéznie, különben értelmezhetetlen eredményt kapunk vagy a program hibával megáll.

A függvény működését két különböző fázisra tudjuk bontani. Az első fázisban a

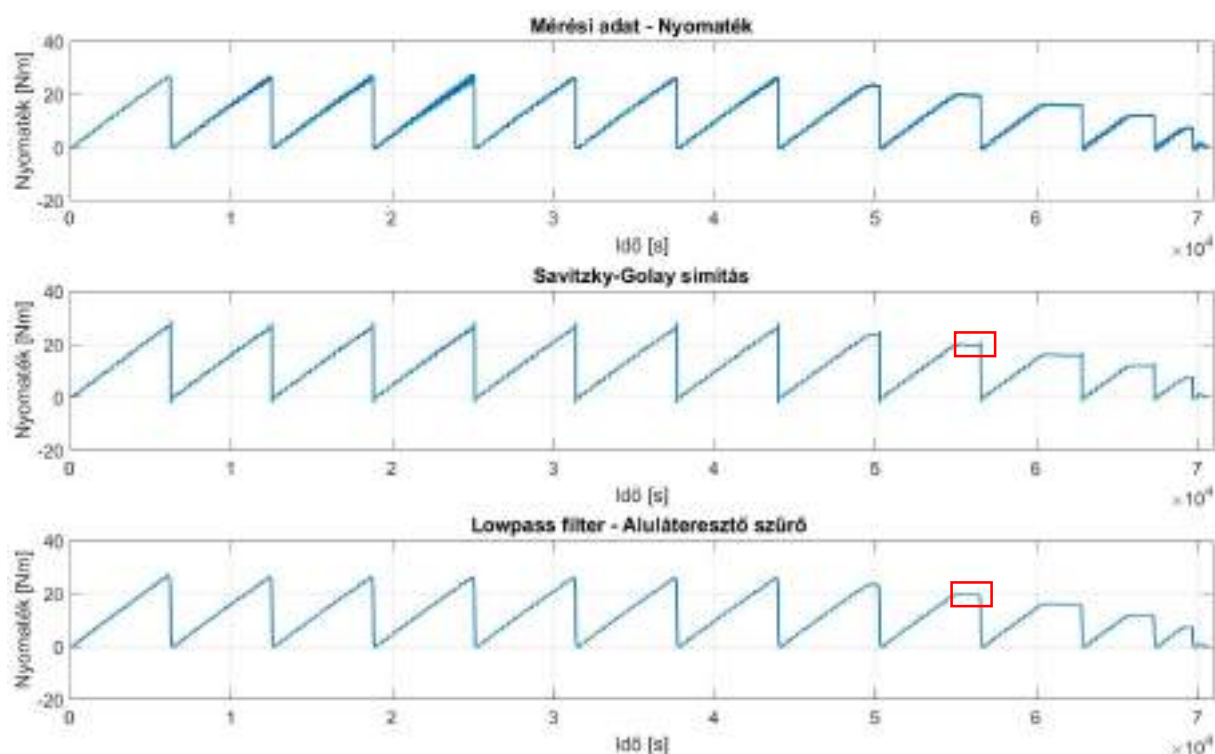
motor hatásfokmező felvétele a cél. A függvény folyamatábráját az 54. ábrán szemléltetem.



54. ábra A mérésfeldolgozó függvény algoritmus

Az 1. lépés a beolvasott adatok vizsgálata, itt a függvény kiszűri a fals mérési adatokat, valamint a mérés során rögzített elektromos zajt digitálisan simítja. Először egy autokorrelációs függvénnyel megvizsgálom a nyomaték és a hatásfokmezőket. A mérőrendszer által rögzített zajos jeleket az irodalomkutatás alapján két módon próbáltam simítani. Első mód a Golay-Savitzky szűrő volt, a második pedig egy hagyományos aluláteresztő szűrő. A függvény megírása előtt teszteltem, melyik eljárás ideális a vizsgált adatokon. A két eljárás összehasonlítása a nyomaték adatokat illetően

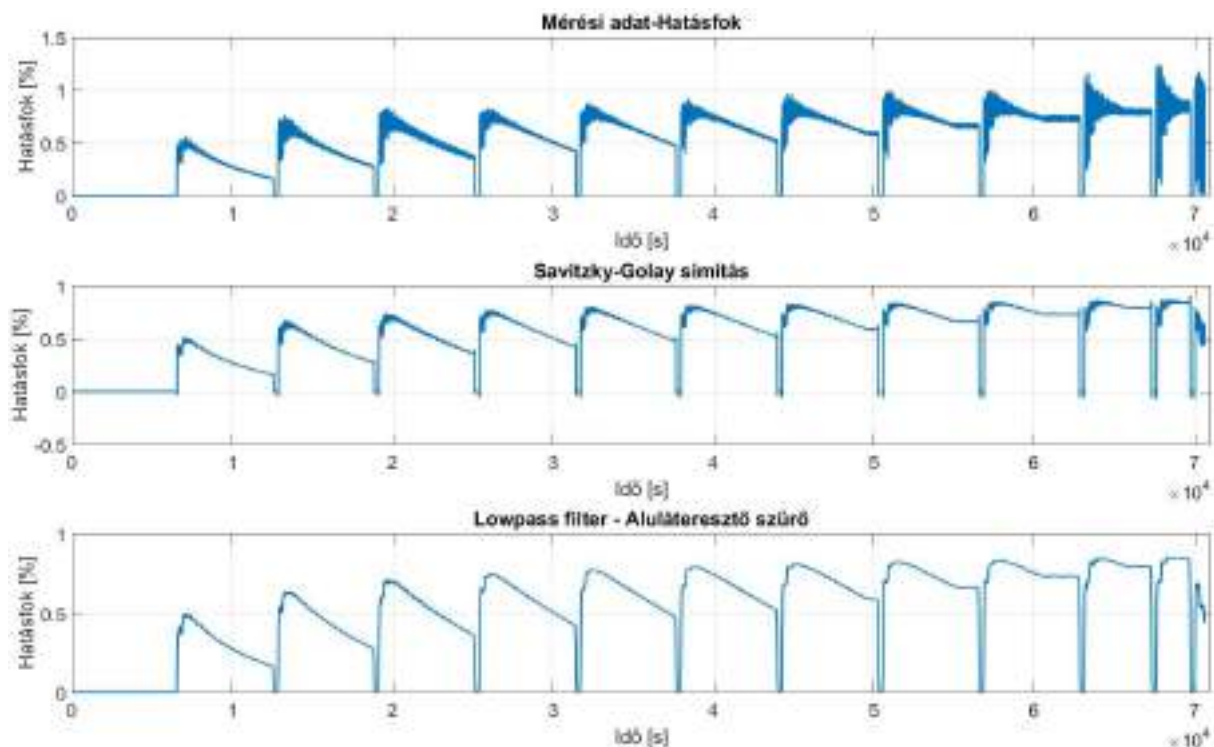
az 55. ábrán látható.



55. ábra Simítási és szűrési módszerek összehasonlítása a nyomaték adatok esetén

Jól megfigyelhető, hogy a nyers mérési adatok milyen zajt tartalmaznak, valamint ezeket milyen módon tudjuk szűrni, illetve simítani. A Savitzky Golay simítás esetén harmadfokú illesztést használtam, az ablak szélességét pedig 5 elemre választottam. Az aluláteresztő szűrő esetén a mintavételezési frekvencia 100 Hz és a vágási frekvencia 1 Hz volt. Látható, hogy az aluláteresztő szűrő hatékonyan csökkentette a zajt és nincsenek kiugró értékek, ahogy bekeretezve látható. Hasonló beállításokkal végeztem el ezt a vizsgálatot a hatásfok adatokra is, az 56. ábrán sokkal látványosabb az eredmény. A mért nyomaték és a fékgép fordulatszámából kiszámolható a pillanatnyi mechanikai teljesítmény, valamint az áram, illetve feszültség mérésből az elektromos teljesítmény. A hatásfok a mechanikai és elektromos teljesítmények hányadosa, és a mérőrendszer által rögzített adatok közül a legzajosabb, mivel több zajjal terhelt jelből van számítva.

Az előzetes vizsgálat eredményeképp a fent leírt beállításokkal alkalmazok egy aluláteresztő szűrőt az elemző függvényemben. Azonban a szűrő előtt, a biztosan hibás adatokat, 1-nél nagyobb hatásfok értékeket egy ciklusban kiveszem az adatok közül.



56. ábra Simítási és szűrési módszerek összehasonlítása a hatásfok adatok esetén

A függvény 2. lépésben a meghíváskor megadott fordulatszám és terhelési jel lépcsők alapján felbontja az adatokat tartományokra. Fontos, hogy ez a lépés teljesen automatizált, tetszőleges nagyságú adatok esetén is működik a helyesen megadott paraméterekkel. A fordulatszám és a terhelési jel lépcsők száma a mérés elején rögzített, ettől eltérő intervallumok megadása torzítja az eredményt.

A program 3. fázisában, a korábban létrehozott tartományokban a program most tartományok átlagolásával meghatározza a jellemző hatásfok értéket. Ez a lépés, elengedhetetlen, hiszen egy adott tartományi mérési pontban a mérőrendszer több száz adatot rögzít. Ezek a rögzített adatok, ugyan kis eltéréssel, de különbözőek. Amennyiben az összes mért értéket felhasználnánk a hatásfokmező létrehozásában, a mérési pontok körül csak nagy bizonytalansággal tudnánk felépíteni a hálót, ami a kontúr leképzésnél értelmezhetetlen vonalakat eredményezne. A program a tartományi átlagolást egymásba ágyazott ciklusokkal és feltétel vizsgálatokkal éri el. A bemenetként megadott adatok alapján egy fordulatszám lépcsővel megegyező szélességű, és egy terhelési jel lépcsővel megegyező magasságú virtuális négyszögben átlagolja a határoknak megfelelő értékeket.

Az összes cellán elvégzi az átlagolást, amelyik tartományban ez nem értelmezhető,

azt utólag kihagyja a program. Miután ez a fázis lefutott, a motor mérési mátrixot a függvényen belül felülírjuk az átlagolt eredményeket tartalmazó mátrixszal, így egyfajta tisztázott adathalmazt kapunk. Példaként említve, egy a próbapadi ciklus mérés során kapott több, mint 70000×5 méretű mátrixot egy 219×5 mátrixra alakítottuk át, amire már lényegesebben szebb hálót lehet illeszteni. Ez a folyamat zajlik a 4/a fázisban.

A 4/b műveletben az elérhető teljesítmény pontokat számolja ki a függvény. Ez a lépés a későbbi ábrázoláshoz elengedhetetlen, hiszen így a diagramok letisztultak, csak a valóságban is létező munkapontokat ábrázolja. Itt keressük meg a maximális teljesítmény pontot. Ez az a pont, ahol a hajtás a maximális mechanikai teljesítmény leadására képes, ebből a pontból kiinduló, a maximális fordulatszám és nyomaték értékhez húzott egyenesek határolják a fizikailag megvalósítható munkapontokat. Az 5/b pontban az itt kiszámoltak alapján történik meg a korrekció.

Az 5/a pontban kezdődik az eredmények kiértékelése. A további elemzéshez két fontos diagramot használok: az első a fordulatszám-nyomaték-hatásfok, a másik pedig a fordulatszám-terhelési jel-hatásfok diagram. A számolásokhoz és az összehasonlításokhoz a 2D kontúr diagramok a legalkalmasabbak. Azok a diagramok, ahol az y tengelyen a nyomaték szerepel, a motor kiválasztáshoz hasznosak, hiszen rögtön látható, mely munkapontokon, milyen hatásfokon üzemel a hajtás. A terhelési jelet az y tengelyen ábrázoló diagramok pedig a program belső kiértékeléséhez kellenek, mivel a vezérlés és a telemetria rendszer terhelési jelben kommunikál, tehát ez az alapértelmezett egység. A nyomaték, már a terhelési jelből átszámolt, minden hajtásnál változó érték.

Mindkettő típusú diagramot ugyanazzal a módszerrel tudjuk létrehozni. A 6/a pontban jelzett lépés során, egyszerűen a szűrt és tartományokra vetített átlagokat tartalmazó mátrix pontjait ábrázoljuk. Az ábrázolt pontokra először egy durva hálót kell illesztenünk, ami összekapcsolja pontokat és felületet alkot. Ezt a 6/b pontban jelölt lépésben Delaunay háromszögekkel oldom meg. Ezt a durva felületet tovább finomíthatjuk, amennyiben a hálón belül további interpolációkat végzünk. A kívánt interpolációs helyeket az alapháló részletesebb felosztásával tetszőlegesen kijelölhetjük. Ezeket a kijelölt pontokat vetítjük fel és segítségükkel újabb csomópontokat hozunk létre a hálón, ezáltal finomítjuk azt. A több csomópont finomabb illesztést eredményez.

Az illesztést és a hálón belüli interpolációt a 6/c lépésben a MATLAB beépített, griddata függvényével végzem el. A griddata a Delanuay háromszögelésre épít, ezért annak mindenképp meg kell előznie azt. Ezután a 6/d lépésben a griddata függvénnyel létrehozott 3D hatásfokmezőt 2D kontúr diagrammá alakítjuk, ami vizuálisan könnyen elemezhető.

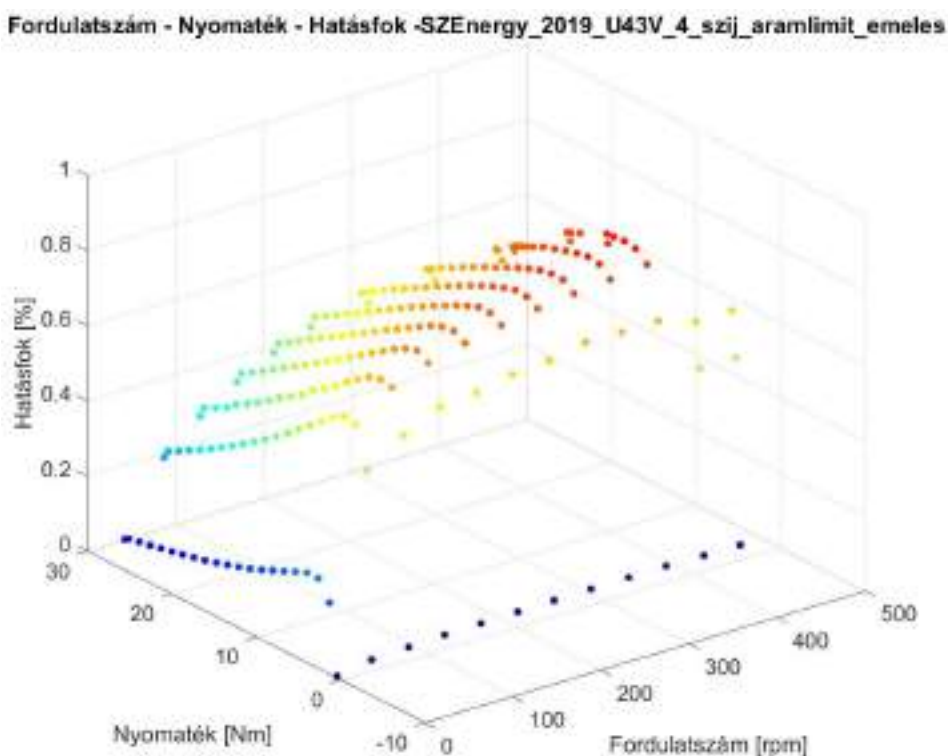
A függvény első fázisa ezzel véget is ért, hiszen megkaptuk a hajtás jellemző hatásfok mezőket, a továbbiakban ezeket felhasználva végezzük majd a vizsgálandó menetciklus értékelését. A 7-es pontban jelölt lépésben a függvény meghívásakor beolvasott menetciklus munkapontjait a program ciklusa virtuálisan elhelyezi az előzőekben megkapott hatásfokmezőn, így minden diszkrét munkapontra megkapjuk az ott érvényes hatásfokot. Ez a ciklus végigmegy az összes munkaponton, végeredményképp pontosan ismerjük, hogy melyik munkapont milyen aktuális hatásfokot jelent, valamint az adott munkaponton mennyi időt töltöttünk, ezáltal kiszámítható, hogy a versenyjármű összeségében milyen hatásfokkal teljesítette a futamot vagy tesztet.

A kapott eredmények alapján könnyen kiszámítható a program 8-as ponttal jelzett fázisában az adott menetciklus mechanikai teljesítményigénye. Ilyenkor a számítást korrigálni kell a regeneratív fékezésekkel, amikor energiavisszanyerés van és a telemetria rendszer negatív motor teljesítményt jelez. A teljesítményigények hisztogramon történő ábrázolása később nagyban segíti a hajtó motor kiválasztást, rendszerméretezést. A 9-es pontban a teljesítmény függvény időszerinti numerikus integrálásával megkapjuk az energiafüggvényt, ami pontosan ábrázolja az energia időbeli változását.

4.3.3. Méréskiértékelés

A kiértékelés során a 2019-es londoni versenyen mért egyik legjobb futamunkat vizsgáltam, amit az Allied Motion hajtásvariációval teljesítettünk. A vizsgálat célja a futamon mért munkapontok kiértékelése volt annak érdekében, hogy megkapjuk a hajtáslánc összesített hatásfokát a futam során. Az előző fejezetben bemutatott mérésfeldolgozó függvényt használtam a vizsgálatához. A megadott bemeneti paraméterek alapján a függvény elvégzi a szűrésüket, simításokat és tartományi átlagolásokat, majd 57. ábra szerint megjeleníti az Allied Motion hajtásvariáció

hatásfokmező mérésének munkapontjait. A munkapontok színskálája a hatásfok skálájával van összeegyeztetve.

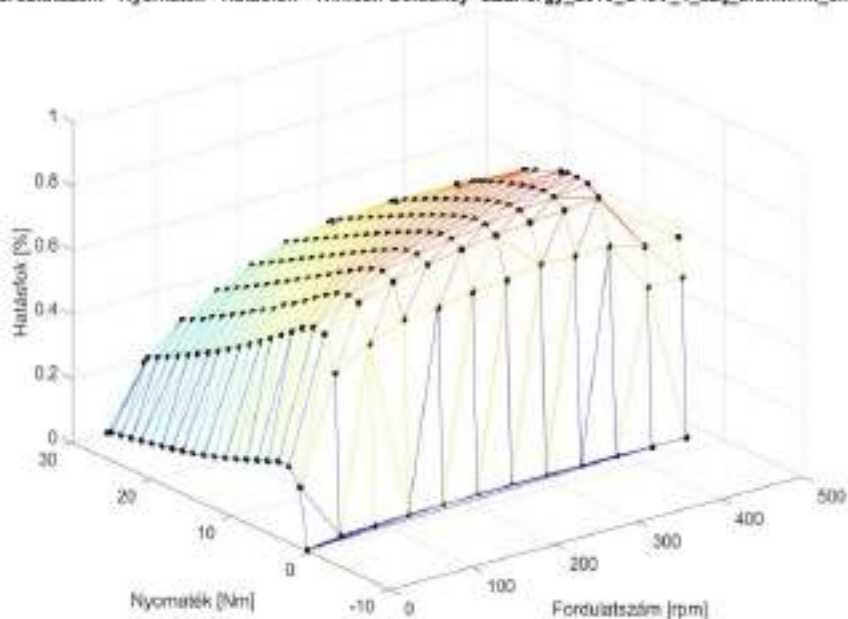


57. ábra Hatásfok értékek ábrázolása a fordulatszám és nyomaték függvényében

Megfigyelhető a motor mérési ciklusban beállított fordulatszám és nyomatéklépcsők egyenletes eloszlása, valamint a hozzá tartozó hatásfok értékek alakulása. A továbbiakban ezekre a pontokra illesztjük a burkoló felületet több lépésben. Az 58. ábra szerinti következő fázisban Delaunay háromszögeléssel háromszögeket illesztünk a pontokra. Ezzel egy közelítő burkoló felületet, egy hálót kaptunk, amit a továbbiakban a függvény apróbb részekre bont fel az előző fejezetben leírtak szerint.

A részletes felbontású hálót az 59. ábrán láthatjuk, a további számításokhoz a

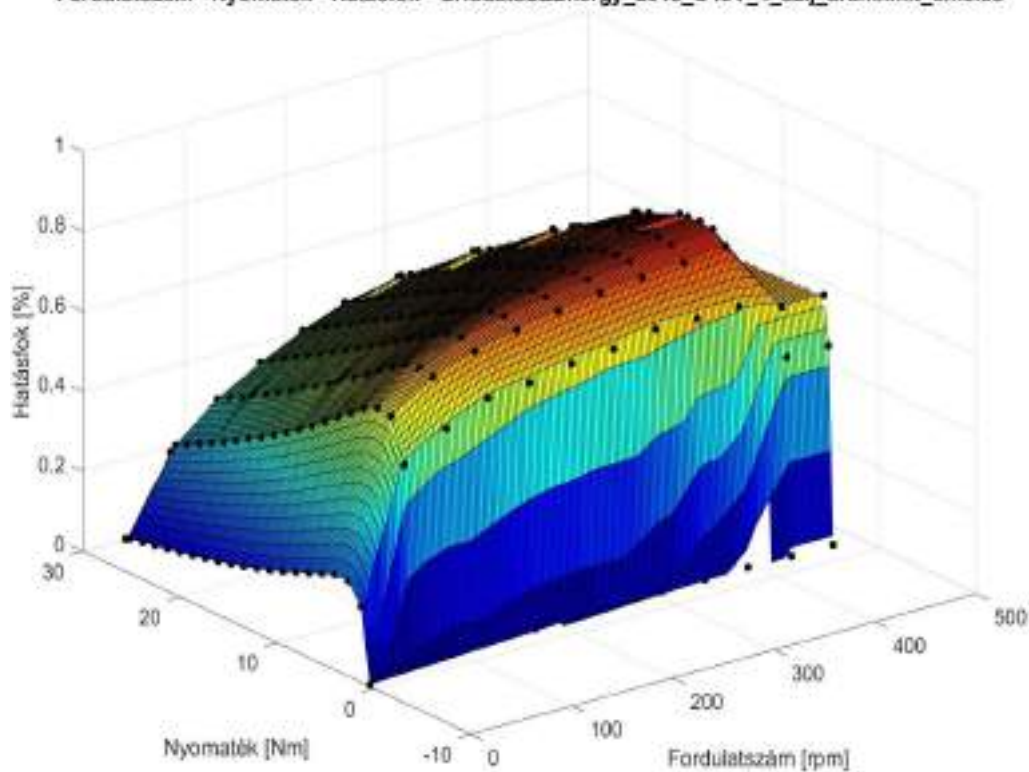
Fordulatszám - Nyomaték - Hatásfok - Trimesh-Delaunay - SZEenergy_2019_U43V_4_szi_aramlimit_emeles



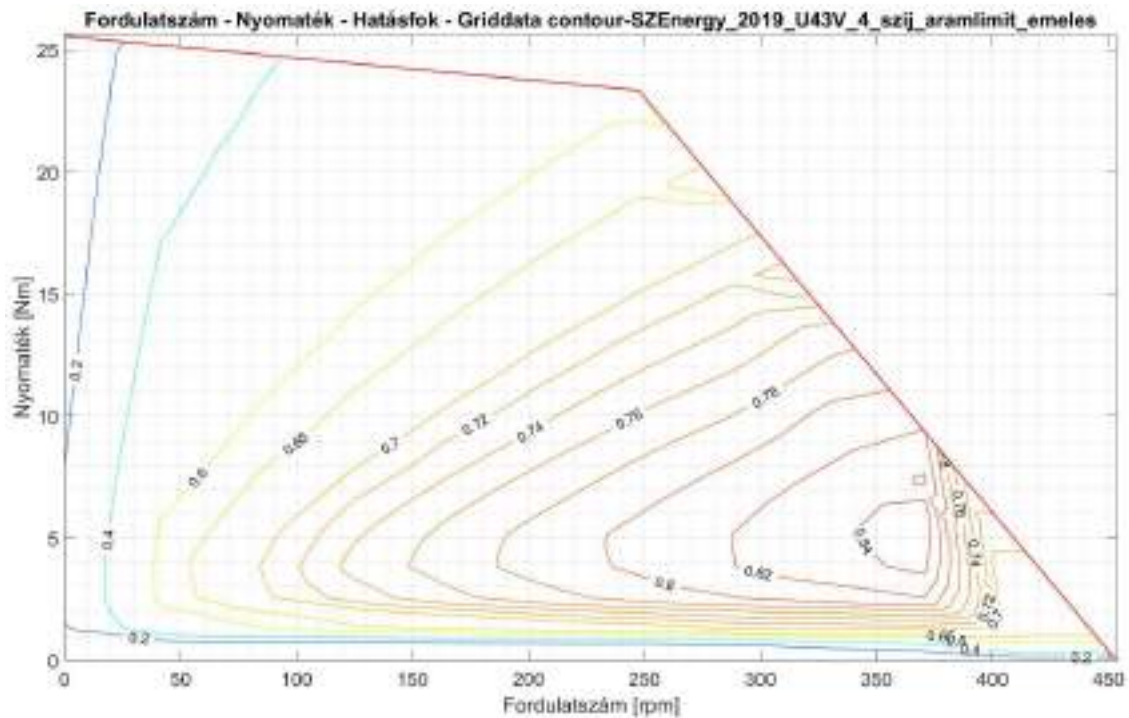
58. ábra Delaunay háromszögeléssel illesztett háló a munkapontokon

függvény már ezt a diagramot veszi alapul. A részletesebb felületről már pontosan elkészíthető a kétdimenziós hatásfokgörbe (kagylódiagram), amit a 60. ábrán szemléltetnek.

Fordulatszám - Nyomaték - Hatásfok - GriddataSZEenergy_2019_U43V_4_szi_aramlimit_emeles

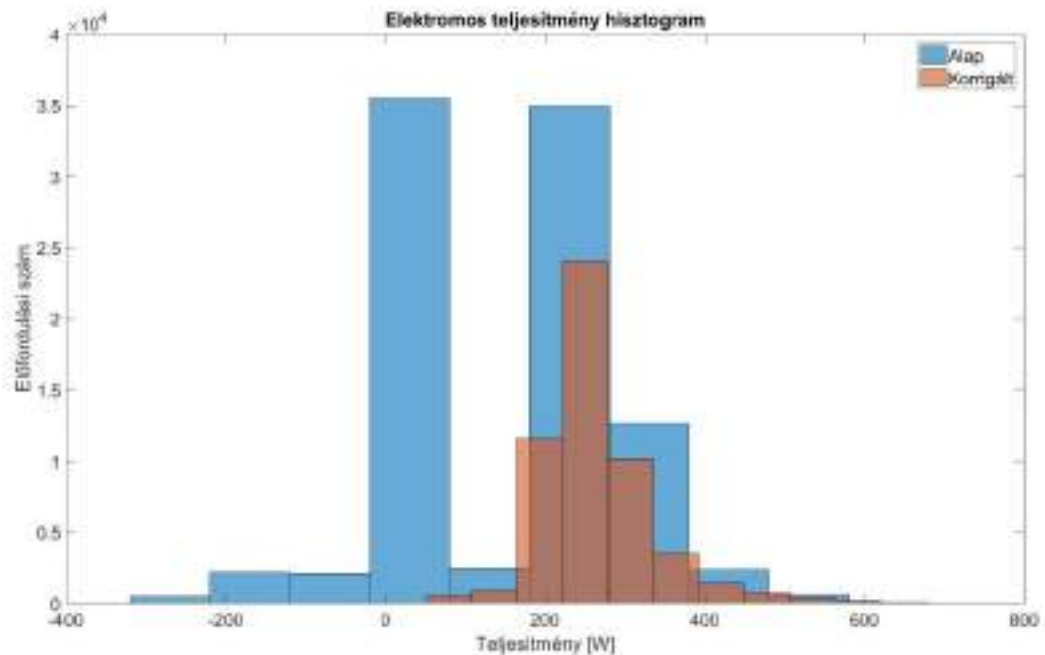


59. ábra A részletes burkoló felület a hatásfokmező munkapontjain



61. ábra A hatásfokmező leképzett kagylódiagramja

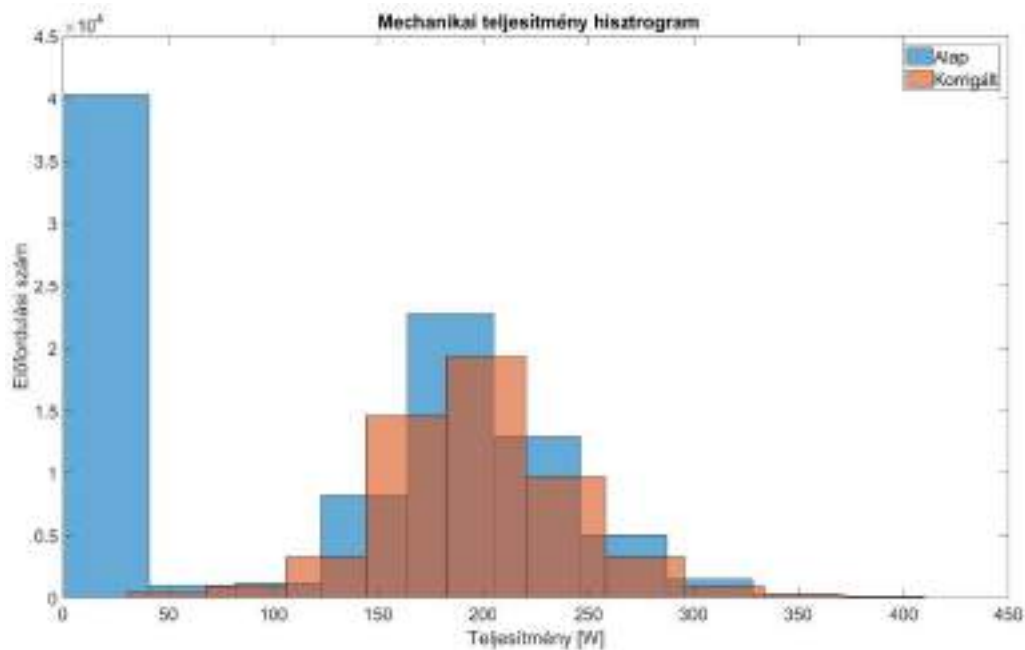
A bemutatott hatásfok mezőket nyomaték és fordulatszám párosok esetén készítettem el. A függvény azonban a terhelési jel és fordulatszám párosra is elkészíti és a további elemzéseket a terhelési jel alapján számítja. A hajtáslánc elektromos teljesítményének eloszlását a 61. ábra mutatja.



60. ábra Az elektromos teljesítmények hisztogramja

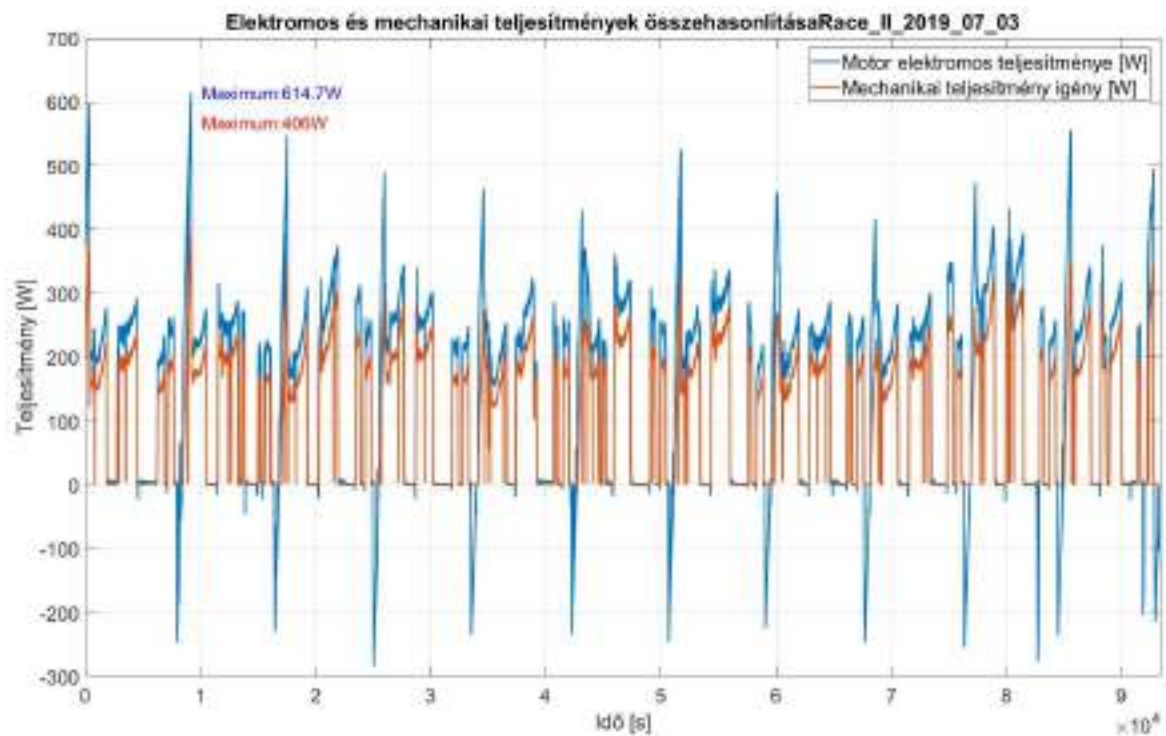
A korrigált hisztogram adatok a regeneratív fékezést és az üresjárást figyelmen

kívül hagyják. A mechanikai teljesítményeket ábrázoló hisztogramot a 62. ábra mutatja. A korrigált adatsor itt is a szabadonfutás közbeni adatokat hanyagolja el.



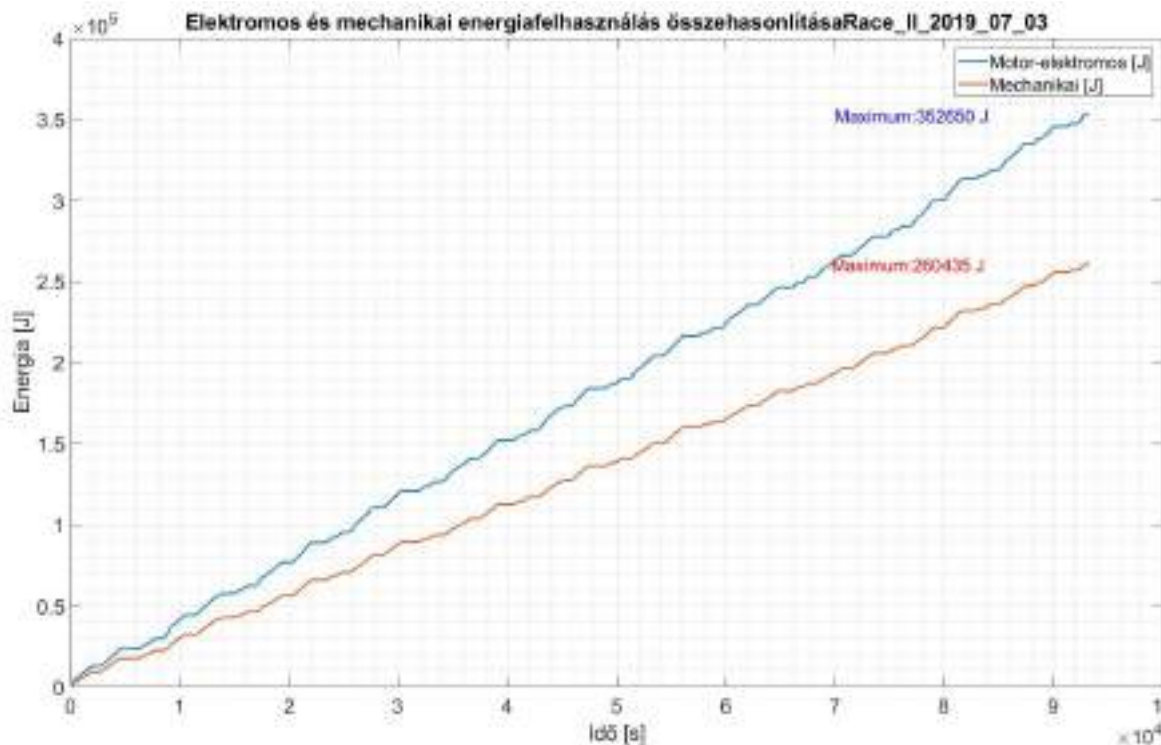
63. ábra A mechanikai teljesítmények hisztogramja

A felvett elektromos teljesítményt és a haladáshoz szükséges mechanikai teljesítményt egyidőben a 63. ábra szemlélteti.



62. ábra A felvett elektromos és szükséges mechanikai teljesítmények időbeli kapcsolata

A negatív motor teljesítmények ciklikuságából látjuk a körönként kivitelezett regeneratív fékezést. A teljesítmény diagramból meghatározhatjuk a versenytáv során felhasznált energia időbeli eloszlását, amit a 64. ábrán láthatunk.



64. ábra A versenytáv során felhasznált energia időbeli eloszlása

Jól megfigyelhető, ahogy a két görbe egyre jobban szétnyílik egymástól és a futam végére már több mint 92000 J a hajtáslánc vesztesége energiája. Amennyiben a hatásfokot vizsgáljuk, akkor látható, hogy 73,8% a hajtáslánc átlagos hatásfoka a futam során. Az elemzések kimutatták, hogy a pálya karakterisztikája miatt a munkapontok nagy része kicsúszik a 80% fölötti hatásfokgörbékből. A fejlesztések lehetséges további irányai összpontosulhatnak a hajtó motor, illetve az áttétel megfelelő módosítása felé. A bemutatott és elkészített hajtáslánc változatokat a mérés elemző függvény segítségével tovább elemezhetjük különböző menetciklusok esetén is. Továbbá a megalkotott algoritmus lehetőséget nyújt nagyobb teljesítményű villamos gépek elemzésére is.

5. Összefoglalás

A dolgozatomban célja a SZEnergia csapat legújabb, elektromos energiahatékony versenyautójának hajtáslánc fejlesztése volt. Ez az alacsony tömegű kísérleti versenyjármű kiváló lehetőséget ad arra, hogy többféle elgondolású hajtáslánc változatot teszteljünk, melyek közös célja a jármű energiahatékonyságának növelése.

A munkámat az irodalomkutatással és az eddigi tapasztalataim összegzésével kezdtem. Megismerkedtem az alkalmazni kívánt villamos gépek alapvető típusaival, valamint számba vettem az alkalmazható vonóelemes hajtásokat, összegeztem előnyeiket, hátrányaikat, valamint megvizsgáltam az alkalmazásuk feltételeit. Az irodalomkutatásban ismertettem továbbá a tervezés során használt végelelemes szimulációk és mérésfeldolgozás alapjait. A kezdeti koncepcióalkotástól egészen a tervezés végéig a Shell Eco-marathon versenyszabályzatának és irányelveinek ismerete és betartása alapvető követelmény volt. Ezeket a kötelező irányelveket egészítettem ki olyan előnyös tervezési szempontokkal, mint a tömegcsökkentés és a modularitás előtérbe helyezése. Dolgozatomban jelentős részt szántam a tervezés során előkerülő mechanikai problémák végelelemes szimulációval történő vizsgálatára, kiemelve a topológiai optimalizálást, ami elsődlegesen a tömegcsökkentést szolgálja. A tervezés során a vonóelemes hajtások számítását, a 3D CAD modellezést és a szimulációkat párhuzamosan végeztem, azonban a dolgozatban a hajtásváltozatok szerint szegmentáltam ezeket a részfolyamatokat.

A tervezést az előző hajtáskonstrukció elemzésével kezdtem, ezután a 2018-as verseny telemetria adatait vizsgálva, pontosan meghatároztam a járműtömeg és az energiafogyasztás kapcsolatát a versenyen jellemző gyorsítási ciklusok során.

Munkám során két hajtáskonceptiót dolgoztam ki teljes részletességgel, melyeket tovább alakíthatunk az áttételek megfelelő kombinálásával. A kisebb tömegű, magasabb fordulatszámú Maxon RE motorhoz kétlépcsőben történő hajtásátalakítást terveztem. A fogaskerék kapcsolatot szimulációval ellenőriztem, valamint topológiai optimalizálásnak vettem alá a hajtóműházat, ahol jelentős tömegcsökkentést tudtam elérni. A hajtáselrendezés és a motorok alacsony tömege megengedte, hogy egy opcionális bi-stabil tengelykapcsolót is elhelyezzek a két áttétel között, ami a

szabadonfutásos szakaszok vesztesége energiáját hivatott csökkenteni.

A másik megalkotott konstrukció az Allied Motion Quantum motorjához illesztett vonóelemes hajtás volt. Az egy lépcsőben történő hajtásátalakítást ebben az esetben fogasszíj és lánchajtással is megterveztem, ami későbbi tesztek alapját szolgáltatja. Megtervezés után a topológiai optimalizálás módszerével tovább finomítottam a motortartó adaptert, mely mindkét hajtásváltozathoz alkalmas. A hajtáshoz illesztett kerékagyakat a modellezés után, véges elemes szimulációval szilárdságtani szempontból ellenőriztem. A vonóelemes hajtások számítását minden esetben a gyártói katalógus előírása szerint végeztem.

A megtervezett részegységek megvalósításra és tesztelésre kerültek. A hajtásváltozatok vizsgálatához a Járműipari Kutatóközpont, 5kW teljesítményű, elektromos hajtások vizsgálatára készült próbapadját használtam. A próbapad mérőrendszere által gyűjtött adatok elemzésére elkészítettem egy MATLAB függvényt, ami megadja az adott hajtáslánc hatásfok diagramjait, majd ezek alapján tetszőlegesen megadott menetciklusokat tudunk vizsgálni a szoftveren belül. A függvény segítségével eldönthetjük, hogy melyik hajtáslánc alkalmasabb az adott menetciklusra, így megkönnyítve a versenyek előtti motorkiválasztást.

A dolgozatban bemutatott Allied Motion hajtáslánc a 2019 júliusában megrendezett Shell Eco-marathon Europe versenyen hiba nélkül teljesített, ezzel hozzásegítve a SZEenergy csapatát az európai 6. hely megszerzéséhez.

Jövőbeli célom, hogy a tervezés során összegyűjtött szimulációs módszerekkel kapcsolatos tapasztalataimat felhasználva tovább javítsam a jármű egyéb részegységeinek hatékonyságát. Továbbá az elkészített MATLAB algoritmus segítségével gyorsan tudjuk összehasonlítani a jövőben megvalósuló hajtásláncokat, továbbá lehetőséget nyújt más típusú hajtásláncok mérési adatainak elemzésére is.

6. Irodalomjegyzék

- [1] Horváth M.: *Új autóval hódítaná meg Európát a SZEnergy*, SZEhírek <https://uni.sze.hu/uj-autoval-hoditana-meg-europat-a-szenergy>, 2019.09.17
- [2] Husi G.: *Válogatott fejezetek az elektrotechnikából*, Terc Kft., Debrecen, 2013, pp. 118-127
- [3] Maxon Motor AG.: *Maxon RE 50 Ø50 mm, Graphite Brushes, 200 Watt adatlapja* <https://www.maxongroup.com/maxon/view/product/motor/dcmotor/re/re50/370354>, 2019. 10. 07
- [4] Tolba, A.: *Development of a simulation environment to investigate the control behaviour of a permanent magnet synchronous motor*, Diplomamunka, Universität Paderborn, Paderborn, 2015
- [5] Allied Motion Inc.: *Quantum™ NEMA Brushless Servo Motors adatlapja* , <https://www.alliedmotion.com/brushless-motors/brushless-servo-motors/quantum-nema-brushless-servo-motors>, 2019. 10. 09
- [6] Szendrő P.: *Gépelemek*, Mezőgazda Kiadó, Gödöllő, 2007, pp. 257-352
- [7] Zinner Gy.: *Gépjárművek erőátviteli berendezései*, Tankönyvmester Kiadó, Budapest, 2006, pp. 19-25
- [8] Shigley, J., Mischke, C.R.: *Standard Handbook of Machine Design 2nd Edition*, The McGraw-Hill Companies, New York, 1996, pp. 941-973
- [9] Power Belt Hajtástechnika és Kereskedelmi Kft.: *Csőmembrános tengelykapcsoló KB4 típus*, <http://www.powerbelt.hu/products/kb4>, 2019.04.11
- [10] Mott, R. L.: *Machine Elements in Mechanical Design 5th Edition*, Pearson EducationPrentice Hall, New Jersey, 2013, pp. 503-528
- [11] Budynas, R. G., Nisbett, J. K.: *Shigley's Mechanical Engineering Design 10th Edition*, The McGraw-Hill Companies, New York, 2014, pp. 569-608
- [12] Balogh T., Bider Zs., Rácz P., Szalai P.: *Jármű- és hajtáselemek II*, Typotex Kiadó, Győr, 2012, pp. 116-147
- [13] Power Belt Hajtástechnika és Kereskedelmi Kft.: *Technical Manual for Timing Belts with Optibelt OMEGA selections*, http://skd.powerbelt.eu/omega_timing_belt_technical_datas.pdf, 2019. 03.10.
- [14] Gergő P.: *Gumik kémiája és technológiája*, tantárgyi segédlet, Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Veszprém, 2012, pp. 36-39
- [15] Tamár P., Bojtos A., Décsei-Paróczy A., Fekete R. T.: *Végeselem módszerek*, tantárgyi segédlet, BME, Gépészmérnöki Kar, Budapest, 2014, pp. 40-111
- [16] Moharos I., Oldal I., Szekrényes A.: *Végeselem-módszer*, tantárgyi segédlet, Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Gödöllő, 2011, pp. 20-42
- [17] Kőrös P., Horváth E., Lakatos I.: *Két üzemen alapuló - energiahatékony járművezérlés megvalósítása kísérleti járművön*, IFFK 2017, Budapest, Magyarország 2017.08.30 – 2017.09.01, pp. 168-175

- [18] Horváth E., Kőrös P.: *Systematic approach to software related tasks in electric fuel-efficiency vehicle development*, IEEE 19th International Conference on Intelligent Engineering Systems, Pozsony, Szlovákia, 2015.09.03-2015.09.05, pp. 375-378
- [19] Pletl Sz., Magyar A.: *Jelek és rendszerek példatár*, tantárgyi segédlet, Szegedi Tudományegyetem, Természettudományi és Informatikai Kar, 2011, pp. 123-149
- [20] Szilágyi A., Bódiss J., László K., Sztraka L.: *Fizikai kémia laboratóriumi gyakorlatok*, tantárgyi segédlet, BME, Vegyészmérnöki és Biomérnöki Kar, Budapest, 2011, pp. 114-132
- [21] Iványi P., Radó J.: *Előfeldolgozás párhuzamos számításokhoz*, tantárgyi segédlet, Pécsi Tudományegyetem, Műszaki és Informatikai Kar, 2013, pp. 16-35
- [22] Anderson, S. J., Karumanchi, S. B., Iagnemma, K.: *Constraint-based planning and control for safe, semi-autonomous operation of vehicles*, 2012 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Alcalá de Henares, Spanyolország, 2012.06.03-2012.06.07, pp. 383-388
- [23] The MathWorks Inc.: *A MathWorks hivatalos súja a griddata függvényhez*, <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/griddata.html>, 2019. 09. 23
- [24] Renold PLC: *A Rendold PLC online elérhető láncméretező felülete*, <http://www.renoldchainselector.com/ChainSelector>, 2019. 03. 10